

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM



ПАРОВАЯ ТУРБИНА Н-300-240 ХТГЗ

ПАРОВАЯ ТУРБИНА К-300-240 ХТГЗ

Под общей редакцией
канд. техн. наук Ю. Ф. Косяка

ББК 31.363
П 18
УДК 621.165

Рецензент: Б. М. Трояновский

Калужская ЦНТИ

Паровая турбина К-300-240 ХТГЗ/ Под общей
П 18 ред. Ю. Ф. Косяка — М.: Энергоиздат, 1982. —
272 с., ил.

В пер. 2р. 40 коп.

В книге рассмотрены конструкции турбины К-300-240 и отдельных ее элементов, система регулирования и конструкция отдельных регулирующих устройств, пусковая и тепловая схемы блока, конструкция конденсатора, компоновка и режимные особенности турбины. Описан опыт монтажа, наладки и эксплуатации турбины.

Книга предназначена для инженерно-технических работников электростанций, проектных, конструкторских, наладочных и ремонтных организаций.

П 2303020100-135 30-81
051(01)82

ББК 31.363
6П2.23

© Энергоиздат, 1982

ПРЕДИСЛОВИЕ

На электростанциях страны находятся в эксплуатации десятки блоков мощностью по 300 МВт с турбинами ХТГЗ. Некоторые новые электростанции также будут оборудоваться этими турбинами. Поэтому особое значение приобретает подробное изучение энергетиками-эксплуатационниками турбоустановка мощностью 300 МВт.

На Харьковском турбинном заводе им. С. М. Кирова (ХТГЗ) развитие паротурбостроения направлено на обеспечение роста энергетики на основе современной техники и характеризуется непрерывным увеличением единичных мощностей агрегатов и повышением их экономичности как за счет роста патентных параметров, так и за счет совершенствования конструктивных и схемных решений. Создание турбины К-300-240 является одним из этапов этого развития.

Турбины К-300-240 ХТГЗ и ЛМЗ в период проектирования предназначались для несения базовой нагрузки в энергосистемах, их выпуск должен был обеспечить высокие темпы развития и повышения уровня экономичности советской энергетики. Для реализации этих целей мощность турбин выбрана в 1,5—2,0 раза выше мощности турбин К-200-130 и К-160-130, выпускавшихся в то время заводами с начальными параметрами пара приняты сверхкритическим: давление 23,5 МПа (240 кгс/см²) и температура 560°C.

Для турбины К-300-240 принято минимальное сверхкритическое давление пара, которое, будучи на 1,47 МПа (15 кгс/см²) выше критического, обеспечивает устойчивую работу прямооточного котла. Дальнейшее повышение давления связано со значительными трудностями в изготовлении трубопроводов и корпусов клапанов и цилиндров турбин.

Уровень начальной температуры выбран из условий достижения максимальной экономичности цикла без применения довольно дорогих аустенитных сталей в котле, турбине и в системе высокотемпературных паропроводов.

Весьма существенный экономический эффект достигается благодаря удвоению мощности турбин — при сооружении электростанции мощностью 2400 МВт с турбинами К-300-240 стоимость 1 кВт установленной мощности почти на 17% ниже, чем для электростанций мощностью 1200 МВт с турбинами К-160-130 [69]. Удвоение мощности турбины позволяет в основном за счет уменьшения относительных утечек пара повысить ее к. п. д. примерно на 1% и снизить ее удельную материалоемкость на 12% по сравнению с турбиной К-160-130. Одновременно снижаются эксплуатационные расходы за счет уменьшения штатного коэффициента для электростанций более чем в 2 раза.

Переход на сверхкритические параметры пара и удвоение мощности вместе с использованием последних достижений в области аэродинамики и новых конструктивных решений позволили снизить удельный расход тепла на турбине К-300-240 по сравнению с турбиной К-160-130 на 8,5%.

Первая турбина К-300-240 выпущена заводом в 1960 г. За время, прошедшее с момента выпуска первой турбины, выявлены недостатки, лимитирующие надежность работы турбины, тепловые испытания показали пониженную по сравнению с гарантийной экономичность, проявились некоторые другие недостатки в работе турбины, объясняемые новизной конструкции, связанной с переходом на сверхкритические параметры, резким увеличением единичной мощности агрегата и рядом других факторов.

Большая работа по устранению выявленных недостатков проводится ХТГЗ как на выпускаемых, так и на находящихся в эксплуатации турбинах. Обобщением этих работ является создание турбины К-300-240-2, которая выпускается заводом с 1970 г. Основное внимание уделяется достижению проектной экономичности турбины путем совершенствования проточной части всех цилиндров, улучшению работы концевых уплотнений, повыше-

нию маневренности и обеспечению максимальной надежности агрегата.

Постоянная работа над повышением надежности турбин К-300-240 и технического уровня их эксплуатации на ГРЭС привела к тому, что средний коэффициент готовности турбин в 1974 г. достиг 99%.

Благодаря усилиям завода по совершенствованию узлов турбины, обеспечению ее технологичности, надежности и высокой экономичности турбине К-300-240-2 присвоен государственной Знак качества.

Производство энергетического оборудования на ХТГЗ довольно крупными сериями не только обеспечивает высокие темпы развития энергетики, но и способствует снижению удельной трудоемкости и стоимости изготавливаемого оборудования, несмотря на дополнительные затраты по модернизации турбины. Так, трудоемкость паровых турбин К-300-240 была 0,83 нормо-ч/кВт против 0,62 нормо-ч/кВт для турбин, выпускаемых в 1976 г.

В настоящей книге дается подробное описание и анализ особенностей конструкции важнейших узлов К-300-240. Наряду с основными аспектами конструкции турбины, ее тепловой схемы и компоновки, системы парораспределения и регулирования рассматриваются вопросы монтажа, особенностей эксплуатационных режимов, проведение наладки и испытаний.

Важно отметить, что изложенные в книге материалы являются обобщением исследований, проведенных на заводе и в отраслевых институтах. Активное участие в этих исследовательских работах принимали и авторы книги. Книга не заменяет официальные инструкции и Правила Главтехуправления Мипэнерго СССР, Союзтехэнерго и ХТГЗ, а по ряду вопросов уточняет и дополняет их.

В книге, предназначенной для инженерно-технических работников электростанций, работников проектных организаций, инженеров, техников и мастеров наладочных, монтажных

и энергоремонтных организаций, главы 13 и 18 рассчитаны также на инженеров, занимающихся исследованиями в области автоматического регулирования, глава 18 будет полезна специалистам, занимающимся вопросами прочности элементов турбины.

Таким образом, книга, по мнению авторов, должна способствовать повышению квалификации обслуживающего персонала и инженерно-технических работников электростанций.

Книга по своей структуре и характеру изложения является логическим продолжением выпущенных издательством «Энергия» книг по паровым турбинам Харьковского турбинного завода.

Паротурбинные установки атомных электростанций/ Под ред. Ю. Ф. Косяка. — М.: Энергия, 1978.

Паровая турбина К-160-130 ХТГЗ/ Под ред. С. П. Соболева. — М.: Энергия, 1980.

При написании материала книги распределены следующим образом: инж. Г. З. Безуглый (гл. 3—6, частично гл. 14, частично § 11), канд. техн. наук В. Н. Галацан (гл. 16, 17); канд. техн. наук В. А. Палей (гл. 18, 19); инж. А. В. Петров (гл. 13); инж. В. Е. Рожанский (гл. 10); канд. техн. наук В. Ю. Рохленко (гл. 9, 11, 12); канд. техн. наук В. Я. Стапиславский (гл. 1, 2, частично гл. 14, § 7.15—7.17, § 16.3—16.4); инж. А. М. Смитненко (гл. 15); канд. техн. наук А. Е. Фридман (гл. 8, частично § 11); инж. Б. М. Черненко (гл. 7).

Титульный редактор и коллектив авторов выражают глубокую признательность И. Я. Дубровскому-Винокурову за редактирование книги и доктору техн. наук, проф. Б. М. Трояновскому за ценные замечания, высказанные им при рецензировании книги.

Замечания и предложения по книге авторы просят направлять по адресу: 113114, Москва, М-114, Шлязовая наб., 10, Энергоиздат.

Авторы

ПРИМЕНЯЕМЫЕ СОКРАЩЕНИЯ

- БКЗ — Барнаульский котельный завод (ПО «Сибэнергомаш» БКЗ — производственное объединение «Сибэнергомаш» Барнаульский котельный завод);
- ВТИ — Всесоюзный теплотехнический научно-исследовательский институт им. Ф. Э. Дзержинского;
- ГРЭС — Государственная районная электрическая станция;
- ГСП — Государственная система промышленных приборов и средств автоматизации;
- ЕОЭС — Европейская объединенная энергосистема;
- ЗвО — Подольский машиностроительный завод им. Орджоникидзе;
- ЛМЗ — Ленинградский металлический завод (ПО ЛМЗ — производственное объединение турбостроения «Ленинградский металлический завод»);
- МЭИ — Московский электротехнический институт;
- МЭК — Международная электротехническая комиссия;
- НЗЛ — Невский машиностроительный завод им. В. И. Ленина (ПО НЗЛ — производственное объединение Невский машиностроительный завод им. В. И. Ленина);
- Союзэнерго — Государственный трест по организации и рационализации районных электростанций и сетей;
- УТМЗ — Уральский турбомоторный завод им. К. Е. Ворошилова (ПО ТМЗ — производственное объединение «Турбомоторный завод» им. К. Е. Ворошилова);
- ХПИ — Харьковский политехнический институт им. В. И. Ленина;
- ХТГЗ — Харьковский турбинный завод им. С. М. Кирова (ПО ХТЗ — производственное объединение атомного турбостроения «Харьковский турбинный завод» им. С. М. Кирова);
- ЦКТИ — Центральный котлотурбинный институт им. И. И. Ползунова (ППО ЦКТИ — научно-производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического оборудования им. И. И. Ползунова);
- ЦНИИТМАШ — Центральный научно-исследовательский институт технологий машиностроения;
- АВР — автоматический ввод резерва;
- АМН — аварийный масляный насос;
- АЭС — атомная электростанция;
- АР — автоматическое регулирование;
- БАС — бакча аварийной смазки;
- БН — бустерный насос;
- БОУ — блочная обессоливающая установка;
- БПУ — быстродействующее пропорциональное устройство;
- БРОУ — быстродействующая редуциционно-охлаждаемая установка;
- БРФ — блок релейной форсировки;
- ВПУ — валоповоротное устройство;
- ГМП — главный масляный насос;
- ГУ — гидросистема;
- ДТР — датчик теплового расширения;
- ДЭС — датчик угловой скорости;
- ДХН — диффузионное хромирование с последующей нитридацией;
- ЗРБ — золотник автомата безопасности;
- ЗРС — золотник регулятора скорости;
- ИМАБ — исполнительный механизм автомата безопасности;
- КИ — конденсатор испарителя;
- КИП — контрольно-измерительные приборы;
- КТ — конденсатор турбины;
- КОС — клапан обратный с гидравликом;
- МБН — масляный бак напорный;
- МНУ — маслянопорная установка;
- МО — масломагистраль;
- МСК — маслосбрасывающий клапан;
- МУТ — механизмы управления турбиной;
- МЭТС — металлические электротехнические термометры сопротивления;
- НТС — насосы системы регулирования турбины;
- ОРР — устройство контроля отню тельного расширения ротора;
- ОСР — осевой сдвиг ротора;
- ПВД — подогреватель высокого давления;
- ПНД — подогреватель низкого давления;
- ПЭП — питающий электронасос;
- РБ — расширительный бак;
- РВД — ротор высокого давления;
- РСД — ротор среднего давления;
- РПД — ротор низкого давления;
- РК — реле контроля питания;
- САРЗ — системы автоматического регулирования и защиты турбины;
- ТПН — турбинный насос;
- ТЭС — тепловая электрическая станция;
- УЗД — ультразвуковая дефектоскопия;
- ЦВД — цилиндр высокого давления;
- ЦСД — цилиндр среднего давления;
- ЦНД — цилиндр низкого давления;
- ЧВД — часть высокого давления;
- ЧСД — часть среднего давления;
- ЧНД — часть низкого давления;
- ЭПД — электрогидравлический преобразователь;
- ЭМП — электромагнитический преобразователь;
- ЭНП — электроподогреватель;
- БОУ — блочная автоматического регулирования;
- ГМП — главный масляный насос.

Глава первая ТЕПЛОВАЯ СХЕМА ТУРБОУСТАНОВКИ

1.1. КРАТКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ТУРБИНЫ И ТУРБОУСТАНОВКИ

Паровая одновальная конденсационная турбина К-300-240 мощностью 300 МВт с параметрами пара: давление 23,5 МПа (240 кгс/см²) температура 560°C* предназначена для привода электрогенератора переменного тока типа ТГВ-300 завода «Электротяжмаш» мощностью 300 МВт при частоте вращения 50 с⁻¹.

Паровая турбина представляет собой трехцилиндровый агрегат (рис. 1.1), состоящий из ЦВД, ЦСД и двухпоточного ЦНД (второй и третий потоки), причем ЦСД конструктивно объединен с одним (первым) потоком ЦНД. Объединение проточных частей среднего давления и одного потока низкого давления в одном цилиндре обеспечивает уменьшение длины турбины как за счет сокращения числа опорных подшипников, так и за счет совмещения камеры выхода из ЦСД с паровпускном первого потока ЦНД.

Выхлоп пара осуществляется в один верхностный двухходовой конденсатор, расположенный под турбиной поперек оси. Конденсатор состоит из двух независимых трубных пучков. Соединение турбины с конденсатором жесткое, выхлопной патрубком приваривается через переходный патрубок к конденсатору. Номинальный вакуум в конденсаторе 3,43 кПа (0,035 кгс/см²).

Пар в турбине К-300-240-1 подается четырьмя паропроводами Ø 175 мм, к модернизированной турбине К-300-240-2 подвод пара осуществляется двумя нитками паропроводов Ø 325 мм.

аротурбинная установка выполнена с од-

ним промпрегревом пара между ЦВД и ЦСД при давлении 3,72 МПа (40 кгс/см²) до температуры 565°C. Введение промпрегрева, кроме повышения экономичности, снижает влажность пара за последней ступенью, что обеспечивает эрозионную стойкость лопаток последней ступени с учетом высоких окружных скоростей на периферии. Потеря давления в тракте промпрегрева составляет 10—12% давления на выходе из ЦВД.

Удельный расход условного топлива по блокам с турбинами К-300-240-2 доведен до 336 г/(кВт·ч) на Рефтинской ГРЭС, работающей на угле, и до 325 г/(кВт·ч) на Трипольской ГРЭС, работающей на мазуте.

Турбина выполнена с девятью регенеративными отборами пара, осуществляемыми из цилиндров турбины для подогрева питательной воды в поверхностных подогревателях низкого давления, деаэраторе и подогревателях высокого давления до 275°C.

Четырехходовой подогреватель низкого давления состоит из следующих основных узлов: корпуса, верхней волновой камеры и трубной системы, состоящей из трубок U-образной формы. Концы трубок развальцованы в трубной доске, которая разделяет водное и паровое пространство. Подогреваемый конденсат поступает через водную камеру в трубки подогревателя, а греющий пар омывает трубки снаружи. Регенеративная установка низкого давления состоит из шести подогревателей.

Подогреватели высокого давления выполнены двухходовыми по воде с горизонтальными спиральными трубками и с нижним расположением фланцевого разъема корпуса. Основные узлы подогревателя — корпус и элеваторная трубная система; подогреватель имеет охладитель греющего пара для дополнительного подогрева питательной воды за счет тепла перегрева пара и охладитель дренажа для снижения температуры конденсата греющего пара.

В качестве воздухоудалющих устройств служат:

1) два пароструйных трехступенчатых эжектора для отсоса паровоздушной смеси из

* Температура свежего пара и пара после промпрегрева для повышения надежности работы энергоблоков 300 МВт решением Министерства энергетик и электрификации СССР в 1971 г. снижена до 540°C. Турбоустановка может работать при температуре свежего пара 560°C и температуре пара после промпрегрева 565°C. Расчеты и данные, приведенные в таблицах, составлены с учетом температуры свежего пара 560°C и температуры пара после промпрегрева 565°C.

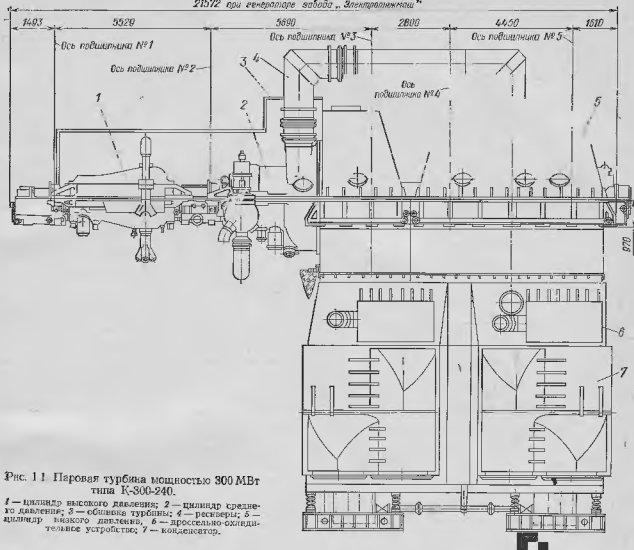


Рис. 11 Паровая турбина мощностью 300 МВт типа К-300-240.

1 — цилиндр высокого давления; 2 — цилиндр среднего давления; 3 — обложка турбины; 4 — ресвер; 5 — цилиндр низкого давления; 6 — дроссельно-охлаждающее устройство; 7 — конденсатор.

конденсатора (в работе обычно находится один эжектор);

2) пусковой водоструйный эжектор для заполнения циркуляционной системы водой перед пуском турбины и для быстрого поднятия вакуума в конденсаторе при пуске турбины;

3) эжектор с конденсатором лабиринтового пара для отсоса паровоздушной смеси из уплотнений турбины.

В турбоустановке имеются две группы конденсатных насосов. Первая группа: три конденсатных насоса, подающих конденсат на обессоливающую установку; вторая группа: три насоса, подающих конденсат от обессоливающей установки через подогреватели низкого давления в деаэратор. Из деаэратора вода бустерными и питательными насосами через подогреватели высокого давления подается в котел.

Группа питательных насосов состоит из одного главного насоса с противодавленческим турбоприводом и одного пускорезервного с электрическим приводом.

Охлаждающая вода для конденсаторов подается двумя циркуляционными насосами, тип которых устанавливается организацией, проектирующей электростанцию.

Система соплового парораспределения обеспечивает поступление в турбину требуемого количества пара для создания необходимой мощности турбоагрегата. Парораспределение части высокого давления осуществляется двумя блоками клапанов, установленными с двух сторон ЦВД. В каждом блоке объединены три регулирующих и один стопорный клапан. Система парораспределения части среднего давления представляет собой два блока комбинированных устройств, установленных в непосредственной близости от ЦСД,

Характеристика блочных турбоустановок

Наименование	Мерца турбин				
	К-100-140	К-200-190	К-300-240-2	К-500-240-2	К-600-240-3
Номинальная электрическая мощность $N_{э}^{ном}$, МВт	160	210	300	500	800
Максимальная мощность $N_{э}^{max}$, МВт	170	220	320	535	850
Начальное давление p_0 , МПа	12,8	12,8	23,5	23,5	23,5
Начальная температура t_0 , °C	130	130	240	240	240
Температура перегрева $t_{ог}$, °C	560	560	560	540	540
Вакуум (противодавление) p_v , кПа	3,43	3,43	3,43	3,43	3,43
Удельный расход тепла (гарантийный по условиям) $q_{гв}^{пр}$, кДж/(кВт·ч)	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035
Удельный расход тепла (гарантийный по условиям) $q_{гв}^{пр}$, ккал/(кВт·ч)	8907	8119	7658,6	7700	7700
Структурная схема регенерации	(1961) ЗПВД+Д+ +4ПВД	(1940) ЗПВД+Д+ +4ПВД	(1830) ЗПВД+Д+ +6ПВД	(1840) ЗПВД+Д+ +5ПВД	(1840) ЗПВД+Д+ +4ПВД
Количество регенеративных отборов, шт.	7	7	9	9	8
Длина турбины и генератора, м	26,8	32,5	35,8	46,9	64,0
Габарит ячейки турбины (пролет×ширина), м	42×36	45×36	45×48	51×48	39×108
Удельная площадь турбоустановки, м²/МВт	9,4	7,8	7,2	5,0*	5,28

* Без площади под распределительное устройство в здании зала (РУСН).

причем в каждом блоке совмещены функции стопорного и регулирующего клапанов.

Система регулирования турбины выполняет следующие функции:

поддерживает частоту вращения ротора на заданном уровне;

обеспечивает умеренное повышение частоты вращения ротора турбины при сбросе нагрузки;

обеспечивает изменение расхода пара и момента движущих сил в зависимости от длительности и амплитуды дополнительных входных сигналов.

Органы защиты турбины обеспечивают закрытие стопорных и регулирующих клапанов при возникновении аварийных режимов работы турбины.

В систему регулирования турбины осуществлен электрический ввод, действующий на гидравлическую усилительную связь через электрогидравлический преобразователь.

В качестве рабочего тела для системы регулирования применяется конденсат. Ликвидация в связи с этим маслопроводов высокого давления значительно повышает надежность и устраняет пожароопасность масло-системы.

Турбина размещена поперек машинного зала на общем с электрогенератором монолитном или сборном железобетонном фундаменте. Верхняя отметка фундамента турбоагрегата — 9 м, определяется подвальным разме-

рением конденсатора. Длина турбины около 22 м, а общая длина турбоагрегата с возбудителем — 35,8 м. Ширина ячейки машинного зала, занимаемая эсрблоком, — 48 м, определяется размерами котла.

Характеристика турбоустановки К-300-240-2 в сравнении с другими блочными установками агрегатов на электростанциях представлена в табл. 1.1. Из таблицы видно, что укрупнение единичной мощности турбоагрегатов приводит к уменьшению удельной площади турбоустановки.

Перечень и характеристики оборудования эсрблока с турбиной К-300-240-2 приведены в табл. 1.2.

1.2. ОСНОВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ СОЗДАНИЯ СХЕМЫ ТУРБОУСТАНОВКИ. РЕЖИМЫ РАБОТЫ ТУРБОУСТАНОВКИ

При разработке принципиальной и развернутой тепловой схем турбоустановки на сверхкритические параметры пара руководствовались в первую очередь заданными параметрами паровой турбины, наличием одноступенчатого перегрева и высоким уровнем экономичности [удельный расход тепла: $q_{гв}^{пр} = 7658,6$ кДж/(кВт·ч) = 1830 ккал/(кВт·ч)]. Кроме того, на выбор схемы влияют связи с котельным агрегатом, т. е. принцип блочной установки котел — турбина.

Характеристика оборудования энергоблока с турбиной К-900-240-2

Таблица 1.2*

Наименование оборудования		Марка и краткая характеристика	Количество агрегатов
Котел прямоточный		Пн1000-255ж (тип— 312А) ($G = 1000 \text{ т/ч}$, $p_0 = 25 \text{ МПа}$; $t_0/t_{\text{вх}} = 345/545^\circ\text{C}$)	1
Генератор		ТГВ-300	1
Питательный насос с турбоприводом типа ОР 12ПМ		ОСНП-1150М ($Q = 1150 \text{ м}^3/\text{ч}$, $H = 34 \text{ МПа}$)	1
Бустерный насос	насос	12 ПД-8 ($Q = 650 \text{ м}^3/\text{ч}$, $H = 156 \text{ м}$)	3
	электродвигатель	2А3М-500/6000	3
	насос	11Э-600-300-2	1
	электродвигатель	АТД-8000	1
Пятиступенный кипятильный насос			
Эжектор водоструйный конденсатора и циркуляционной системы		ЭВБ-801531	1
Эжектор основной пароструйный		ЭП-3-25/75	2
Эжектор с конденсатором пара из лабиринтовых уплотнений		ЭУ-8М	1
Фильтры охлаждающей воды		ФС-400-1	3
Маслоохладитель		МБ-50-75 (МО-53-4)	5
Обратные клапаны с гидроприводом	D_v 600	КОС-600-IV	3
	D_v 400	КОС-400-IV, лисый	7
	D_v 200	КОС-200-IV	1
	D_v 150	КОС-150-IV	1
Клапан предохранительный		D_v 200/400	4
Клапан предохранительный импульсный		D_v 25	4
Клапан регулятора уровня в конденсаторе		Б-388 ОВСБ	1
Клапан регулятора давления в уплотнениях		6с-7-3	1
Вентиль двухходовый		К 15240 ($p_r = 3,5 \text{ МПа}$, $t_{\text{об}} = 12^\circ\text{C}$; $W = 34805 \text{ м}^3/\text{ч}$)	1
Регулирование давления (ОБ.271-17-76)	№ 1	ПН-400-26-2 IV	1
	№ 2	ПН-400-26-7 II	1
	№ 3а (КИ)	ПН-400-26-7 II	1
	№ 3	ПН-400-26-7-II	1
	№ 4	ПН-400-26-7-V	1
	№ 5	ПН-400-26-7 I	1
Регулирование давления (ЛТ.1.17-76)	№ 6	ПВ-900-380-18-1	1
	№ 7	ПВ-1200-380-42-1	1
	№ 8	ПВ-500-380-66-1	1
Вентиль дренажа		ОВ-40	1
Подогреватель (бойлерная) 126 МДж/ч, м/ч		ПСВ-200-7-15	2

Наименование оборудования		Марка и краткая характеристика	Количество на агрегат
Деаэратор		ДСП 500 (ДСП 1000) $p_n=0,69 \text{ МПа}$ (7 кгс/см^2)	2(1)
Конденсатный насос I ступени	насос	КСВ 500-85 ($Q=500 \text{ м}^3/\text{ч}$; $H=0,85 \text{ МПа}$)	3
	электродвигатель	АОЗ-400М-642, М302 ($N=200 \text{ кВт}$; $n=16,4 \text{ с}^{-1}$; $V=6000 \text{ В}$)	3
Конденсатный насос II ступени	насос	КСВ-500-220 ($Q=500 \text{ м}^3/\text{ч}$; $H=2,2 \text{ МПа}$)	3
	электродвигатель	АОБ2 14-41-4У3 ($N=500 \text{ кВт}$; $n=17 \text{ с}^{-1}$; $V=6000 \text{ В}$)	3
Насос системы смазки	насос	200Д-90А ($Q=504 \text{ м}^3/\text{ч}$; $H=0,34 \text{ МПа}$)	2
	электродвигатель	МО280S 6 ($N=75 \text{ кВт}$; $n=16,4 \text{ с}^{-1}$; $V=220/380 \text{ В}$)	2
Насос системы смазки (аварийный)	насос	Д 200-36 ($Q=180 \text{ м}^3/\text{ч}$; $H=0,31 \text{ МПа}$)	2
	электродвигатель	П-81-6 ($N=32 \text{ кВт}$; $n=25 \text{ с}^{-1}$; $V=220 \text{ В}$)	2
Насос рабочей воды пускового эжектора	насос	300 Д-90 ($Q=1260 \text{ м}^3/\text{ч}$; $H=0,64 \text{ МПа}$)	1
	электродвигатель	А 114-4 ($N=320 \text{ кВт}$; $n=25 \text{ с}^{-1}$; $V=6000 \text{ В}$)	1
Насос продувки испарителя		$\frac{1}{1-\epsilon} \text{ кВт}$ ($Q=6 \text{ м}^3/\text{ч}$; $H=0,2 \text{ МПа}$)	1
	электродвигатель	А-32 2 ($N=1,7 \text{ кВт}$; $n=48 \text{ с}^{-1}$; $V=380 \text{ В}$)	1
Насос сливной системы ПНД	насос	КСВ 200-220 ($Q=200 \text{ м}^3/\text{ч}$; $H=2,2 \text{ МПа}$)	2
	электродвигатель	АОЗ-400М-43 М302 ($N=250 \text{ кВт}$; $n=25 \text{ с}^{-1}$; $V=6000 \text{ В}$)	2
Бак расширитель дренажей		PL-6 ($V=6 \text{ м}^3$)	1
Насос циркуляционный системы водоснаб- жения конденсатора	насос	ОПБ2-110МБ ($Q=5 \text{ м}^3/\text{с}$; $H=15 \text{ м}$)	2
	электродвигатель	АВСМ-1,6-73-12N4 ($N=1000 \text{ кВт}$; $n=8,3 \text{ с}^{-1}$; $V=6000 \text{ В}$)	2

Схема головной турбоустановки моноблочная: турбина двухкорпусный котел ТПП-210 с двухступенчатым байпасированием (БРОУ № 1 и 2). По данной схеме смонтировано четыре турбоустановки. Затем принята дублирующая схема с двухкорпусными симметричными котлами с одно- и двухступенчатым байпасированием цилиндров турбины.

Дальнейшая модернизация схемных решений проводилась по следующим основным направлениям:

1. Применение схемы блока с однокорпусным котлом ТПП-312А либо котлом ТГМП-344 (моноблоки), укрупненным вспомогательным оборудованием и главными трубопроводами свежего пара и промперегрева. Реализация этого позволила сократить в 1,5 - 2,5 раза количество единиц арматуры в схеме, более надежно решить сброс высокопотенциальной среды в часть низкого давления турбины.

2. Повышение маневренных характеристик турбоустановки:

создание мобильной дренажно продувочной схемы;

модернизация схем уплотнений с раздельной подачей горячего пара в камеры лабиринтовых уплотнений ЦВД и ЦСД;

модернизация узловых схем прогрева фланцевых соединений;

подача конденсата на систему обратных клапанов;

отработка надежных и экономичных, с учетом опыта эксплуатации, решений по схемам конденсата греющего пара системы регенерации низкого и высокого давления.

3. Изучение и реализация способов получения максимальной и пиковой мощности на ряде турбоустановок 300 МВт, т. е. совершенствование тепловой схемы и оборудования с учетом режимных требований блока и энергосистемы, обобщение и типизация дополнительных схем регенерации отборов на станционных нужды.

4. Оптимизация схемных решений выполнением многовариантных расчетов на имитационной математической модели с использованием ЭВМ (имеется в виду как совершенствование характеристик применяемой типовой схемы, так и выполнение структурных преобразований).

Для повышения эффективности энергоустановок сверхкритического давления на органическом топливе на модели прорабатываются следующие вопросы.

Оптимизация начальных и конечных параметров пара, использование более глубокого вакуума;

оптимизация системы промперегрева с

учетом технико-экономических факторов (стоимости топлива, трубопроводов и др.);

оптимизация схемы включения и типа турбопризода (противодавленческий или конденсационный);

разработка проблемы скользящего давления в деаэраторе;

вариация схем регенерации с учетом отключения ПВД и ПНД, применения контактных подогревателей, дренажной системы ПНД и др.

В процессе выполнения и анализа схем учитывалась вся гамма режимов, при которых исследовались вышеперечисленные вариации схем. Условно эти режимы могут быть разбиты на основные группы: гарантийные; номинальные с отборами сверх регенерации; пиковые, пусковые.

В дальнейшем будем придерживаться принятого их обозначения [23, 33].

Каждая группа режимов характеризуется следующими условиями

Гарантийные режимы рассчитываются для работы турбины без дополнительных отборов сверх регенерации, например без отборов на бойлерную и испарительную установку и др. Расчет этого режима необходим для оценки экономичности турбины в гарантийных условиях, определения предельных расходов пара через цилиндр низкого давления и для расчета проточной части турбины и трубопроводов.

Номинальные режимы рассчитываются для работы турбины с отборами сверх регенерации на станционные нужды, теплофикацию (бойлерная установка), возмещение потерь в цикле (испарительная установка), сушку топлива, мазутное хозяйство, коллекторы собственных нужд (4/1,3 МПа) и др. Для этого режима при номинальной 100% мощности рассчитывается паровпуск турбины на максимальный расход свежего пара $D_{ном}^{max}$, проектируются теплообменные аппараты и трубопроводы, выбираются размеры камер и патрубков отборов, перепусковых и рециркуляционных труб.

Пиковые режимы характеризуются получением дополнительной (пиковой) мощности (10% сверх номинальной) при отклонении подогревателей высокого давления, частично отборов сверх регенерации, изменением начальных параметров пара либо комбинацией указанных способов. Проточная часть турбины рассчитана на максимальные потоки пара по отсекам с превышением номинальной мощности не более чем на 7-10%. Технико-экономическая целесообразность перегрузки, ее уровень и эксплуатационная возможность исследованы ХТГЗ и ЦКТИ [28, 33, 34]

Пусковые режимы рассчитываются на основании графиков пуска и нагружения турбины для получения соответствующих параметров пара в камерах отборов и выхлопов ЦВД, ЦСД ЦНД и других характерных точках проточной части и системы регенерации.

Расчеты пусковых и пиковых режимов работы позволяют выявить слабые элементы турбоустановки, ограничивающие ее перегрузку и маневренность, и модернизировать эти узлы и детали в соответствии с режимными требованиями энергосистем.

1.3. ХАРАКТЕРИСТИКА ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ТУРБОУСТАНОВКИ

Головная турбоустановка К-300-240 смонтирована на Приднепровской ГРЭС. К моменту выпуска головного образца турбины К-300-240 в 1960 г. ХТГЗ совместно с Харьковским отделением института «Теплоэлектропроект» разработана тепловая схема и компоновка турбоустановки. Применяемая в настоящее время принципиальная тепловая схема турбоустановки представлена на рис. 1,2, а основные параметры в табл. 1.3

Таблица 1.3

Основные характеристики турбоустановки К-300-240-2

Параметры	Величина
Номинальная электрическая мощность $P_{эл}^{ном}$, МВт	300
Структурная схема турбины	ЦВД+ЦСД+ЦНД
Давление свежего пара P_0 , МПа	23,5
Температура свежего пара t_0 , °C	560
Давление пароприпуска ЦВД P_0 , МПа	22,3
Давление промпарегрева (после ЦВД) $P_{пр}$, МПа	4,05
Давление после промпарегрева (перед блоками клапанов ЦСД) $P_{пр}$, МПа	3,7
Температура промпарегрева $t_{пр}$, °C	565
Давление широты а ЦНД (двухпоточный) $P_{ш}$, МПа	0,25
Температура пароприпуска ЦНД $t_{ш}$, °C	225
Количество отборов пара	9
Структурная схема регенерации	6ПНД+Д+3ПВД
Давление в деаэраторе $P_{дэ}$, МПа	0,69
Температура питательной воды $t_{пв}$, °C	275
Давление в конденсаторе $P_{к}$, МПа	3,43
Температура охлаждающей воды (расчетная) $t_{ох}$, °C	19
Гарантируемый удельный расход топлива $q_{гв}^{уд}$, кг/кВт·ч	7658,6
ккал/(кВт·ч)	1830*

* Удельный расход топлива ($q_{гв}^{уд}$) определен при $t_{пв}^{норм}=90,36^\circ\text{C}$;

при $t_{пв}^{норм}=540/540^\circ\text{C}$, $q_{гв}^{норм}=7781,5 \text{ кг/кВт·ч}$ (1832 ккал/(кВт·ч))

Как видно из принципиальной тепловой схемы, свежий пар с параметрами 23,5 МПа и 540°C подводится к двум блокам парораспределения 1, откуда по перепускным паропроводам 2 десятью нитками направляется на паровпуск ЦВД турбины. Отработанный пар с параметрами 4,0—4,2 МПа, 325°C из выхлопа ЦВД поступает в промпарегревательный тракт котла 4, а затем пар с параметрами 3,6—3,8 МПа, 540°C поступает к двум блокам клапанов промпарегрева 5.

После блоков клапанов пар направляется в ЦСД, а из ЦСД две трети пара по ресиверным трубам с параметрами 0,25 МПа, 192°C поступают на двухпоточный ЦНД, а одна треть пара в первый поток ЦНД, объединенный с ЦСД. Из трех потоков низкого давления пар поступает в поверхностный двухходовой конденсатор 6, состоящий из двух независимых трубных пучков. Номинальный вакуум в конденсаторе 3,43—3,7 МПа. Из конденсатора через группу 7 конденсатных насосов 1 ступени 100% конденсата направляется через холодильники эжекторной группы 9 на блочную обессоливающую установку 8, затем через конденсатные насосы 2 ступени (КН II) 10 конденсат поступает через клапан 11 регулятора уровня в конденсаторе на регенеративные подогреватели низкого давления 12—17 (ПНД № 1—5).

После ПНД № 5 конденсат направляется в деаэратор 18 (0,68 МПа), а затем на всасывающие патрубки бустерных насосов 19, установленных перед группой питательных насосов — главного с противодавленческим трубопроводом 20 и пускорезервного с электроприводом 21.

Питательная вода от насосов с зависящим 32,0—34,0 МПа и температурой 165°C направляется на подогреватели высокого давления 22—24 (ПВД № 6—8), откуда с температурой 275°C поступает в котел.

Турбоустановка имеет разветвленную систему регенерации, на которую пар поступает из девяти нерегулируемых отборов ЦВД, ЦСД и ЦНД. Параметры пара отборов в номинальном режиме при $t_0/t_{ш}=560/565^\circ\text{C}$ приведены в табл. 1.4.

Конденсат греющего пара (дренаж) из ПВД, оборудованных встроеными охладителями дренажа, сливается каскадно: из ПВД № 8 в ПВД № 7, из ПВД № 7 в ПВД № 6, из ПВД № 6 в деаэратор, либо в ПНД № 5 при пониженной мощности блока ($70\% P_{н.рас}$).

Дренаж из ПНД № 5 сливается через ПНД № 4, ПНД № 3 и охладитель дренажа 25 в ПНД № 3а и до ПНД № 2, а откуда через расширительный бак 26 откачивается сливными насосами 27 в линию основного

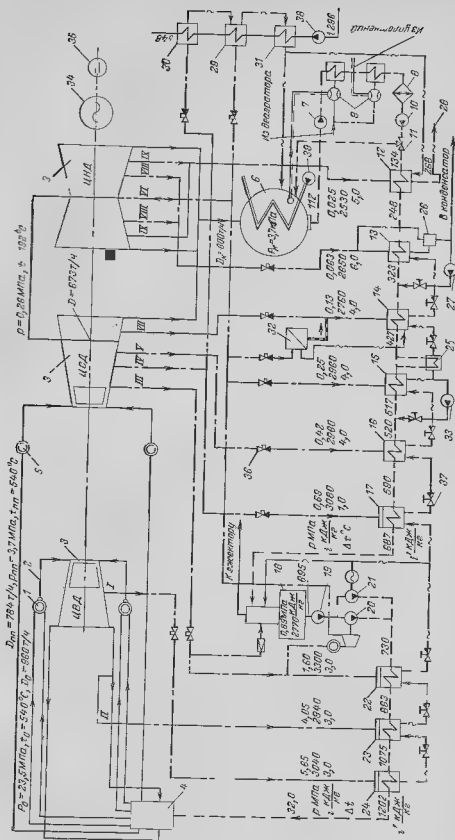


Рис. 12. Схема турбоэлектростанции К 300-240-9 (принципиальная, максимальный режим, $N_{max} = 310 \text{ МВт}$)

1 — блок конденсатора; 2 — насос; 3 — турбина; 4 — генератор; 5 — котел; 6 — насос; 7 — насос; 8 — насос; 9 — насос; 10 — насос; 11 — насос; 12 — насос; 13 — насос; 14 — насос; 15 — насос; 16 — насос; 17 — насос; 18 — насос; 19 — насос; 20 — насос; 21 — насос; 22 — насос; 23 — насос; 24 — насос; 25 — насос; 26 — насос; 27 — насос; 28 — насос; 29 — насос; 30 — насос; 31 — насос; 32 — насос; 33 — насос; 34 — насос; 35 — насос; 36 — насос.

1 — блок конденсатора; 2 — насос; 3 — турбина; 4 — генератор; 5 — котел; 6 — насос; 7 — насос; 8 — насос; 9 — насос; 10 — насос; 11 — насос; 12 — насос; 13 — насос; 14 — насос; 15 — насос; 16 — насос; 17 — насос; 18 — насос; 19 — насос; 20 — насос; 21 — насос; 22 — насос; 23 — насос; 24 — насос; 25 — насос; 26 — насос; 27 — насос; 28 — насос; 29 — насос; 30 — насос; 31 — насос; 32 — насос; 33 — насос; 34 — насос; 35 — насос; 36 — насос.

Параметры пара по регенеративным отборам (номинальный режим)

Регенеративные отборы	Из какого цилиндра отбор	Ме	Параметры в месте отбора		Количество пара, т/ч	Элементы тепловой схемы
			Давление, МПа (кгс/см ²)	Температура, °С		
I	ЦВД	За 9-й ступенью	3,6 (57,0)	350	63,0	ПВД № 8
II	ЦВД	Из холодных выходов промисгревеа	4,0 (41,0)	310	84,0	ПВД № 7
III	ЦСД	За 4-й ступенью	1,56 (15,9)	445 [*]	36,0 109,7 18,5	ПВД № 6 Турбоуниверсальный деаэриатор
IV	ЦСД	За 8-й ступенью	0,61 (6,2)	323	27,0	ПНД № 3
V	ЦСД	За 10-й ступенью	0,36 (3,7)	262	19,6	ПНД № 4
VI	ЦНД	Из паровпускной головки 2-го и 3-го потоков	0,21 (2,2)	205	27,0 [*]	ПНД № 3
VII	ПНД	За 1-й ступенью 1-го потока	0,118 (1,2)	150	22,0	ПНД № 3а
VIII	ПНД	За 2-й ступенью 2-го и 3-го потоков	0,054 (0,55)	90	10,1	ПНД № 2
IX	ПНД	За 3-й ступенью 2-го и 3-го потоков	0,023 (0,23)	62	19,0	ПНД № 1

* При оптимальном ПВД и $N_{\text{ПВД}} = 150 \text{ МВт}$, $t = 400 \text{ °С}$.

* Из выхлопа турбоуниверсального ПНД (ТУПН).

конденсата за ПНД № 2. Конденсат греющего пара ПНД № 1 через сифон 28 поступает в конденсатор турбины.

Тепловой схемой турбины предусмотрена подача пара на установку сетевых подогревателей (основного 29 и пикового 30 бойлеров), предназначенную для снабжения горячей водой с температурой до 130°С (обратная подача — с температурой 70°С). При этом тепловая производительность бойлерной установки составляет 62,8 МДж/ч^{*}.

Для восполнения потерь конденсата и пара в цикле турбоустановки (до 2%) предусмотрена возможность включения однокорпусного испарителя 32, вторичный пар которого поступает на ПНД № 3а (конденсатор испарителя -КИ), служащий охладителем конденсатором вторичного пара испарителя. Однако испарительные установки в схемах турбоустановки К-300-240 не нашли широкого применения (выполнены на ряде блоков 300 МВт Приднепровской, Новочеркасской и Троицкой ГРЭС).

На последней серии турбоустановок предусмотрено восполнение потерь в цикле 2%-

ной добавкой от расхода свежего пара химочищенной воды в конденсатор турбины, а также форсированной аварийной добавкой 150 — 300 т/ч химочищенной воды также в конденсатор.

С турбиной К-300-240 устанавливается генератор ТГВ-300 (34) с возбудителем БТВ-300 (35).

На паропроводах отборов пара установлены обратные клапаны 36 с гидроприводом для предотвращения попадания потока пара в проточную часть турбины при сбросах на грузки.

Нормальный уровень дренажа в ПНД поддерживается регулирующими клапанами 37, установленными на линиях конденсата греющего пара аппаратов.

В соответствии с требованиями, предъявляемыми к основному оборудованию, в схеме предусмотрены дополнительные отборы пара, не приводящие к снижению мощности турбины.

Опыт проектирования и эксплуатации первых турбоустановок 300 МВт показал, что указанные дополнительные отборы недостаточны для покрытия всех стационарных нужд. В связи с этим проведена переоценка дополнительных отборов от турбины, которая позволила их тизировать для серии турбин

* Каскад конденсата греющего пара бойлеров через охладитель дренажа 31 поступает в ПНД № 1 либо в конденсатор 6.

Таблица 1.5.

Типовые дополнительные отборы на стационарные нужды от конденсационной турбины К-300-240-2

Наименование	Холодный приме- рять	Сухая топлива	Бойлерная установка		Калорифе- ры котла	Испарительная установка			Добавок химическо- вой воды
			Пиковая, БП	Основная, БО		Испари- тель, И	Двухфазот Д _д	ПХВ	
Расход пара D т/ч	40	25	6 1-10	10 1-18	40	16,2	0,48	2,2	19
Расход от $D_{от}$ %	4,20	2,60	62,8	МДЖ/ч ²	4-4,20	1,55	0,05	0,22	2
Давление p МПа	4,1	0,67	0,67	0,22	0,22	0,22	0,22	0,12	0,5
Температура t °С	325	337	337	250	250	250	250	158	30

Примечания: 1) Дополнительные отборы указаны с учетом сохранения номинальной мощности турбоагрегата при $t_0 = 560,565$ °С.
2) Все параметры в таблице указаны для номинального режима работы при $D_{от} = 560$ т/ч. Для бойлерной установки указаны ее номинальные значения при $t_0 = 70; 130$ °С.

К-300-2.0 2. Результаты переоценки приведенные в табл. 1.5.

Дополнительные отборы пара привели к увеличению расхода свежего пара на турбину $D_{от} = 960$ т/ч, что потребовало увеличения паровпуска ЦВД и проверки прочности проточной части турбины.

Дополнительные отборы могут незначительно снижаться, но практически все строящиеся электростанции, работающие по блочной схеме турбина — паротурбинный котел, выполняют указанные отборы. Отборы применяются в различной комбинации и требуют соответствующего расчета прочностного запаса проточной части и цилиндров турбины в районе камер отборов, так как расходы через отдельные отсеки увеличиваются на 8—10% по сравнению с расходами при гарантийных условиях.

Если до модернизации дополнительные отборы приводили к необходимости снижения мощности блока или к уменьшению расчетных запасов агрегатов, то типизация этих отборов, их учет в расчете схемы и турбины приводят в соответствие требования заказчика и изготовителя турбины.

Возможность отключения некоторых дополнительных отборов в различные периоды эксплуатации (исходя из конкретных условий — времени года, системы водоснабжения, типа топлива, требований энергосистем и др.) позволяет повысить перегрузочные возможности агрегата и его надежность, тем более что при сооружении вторых очередей электрических станций мощностью 2400—3600 МВт расходы пара в дополнительных отборах существенно сократятся, что позволит на турбоагрегатах 300 МВт получить до 5—8% ликовой мощности сверх гарантийной с высокими экономическими показателями, т. е. на уровне максимально гарантийного режима при $D_{от} = 927$ т/ч.

На основании опыта и проведенной модернизации турбины К-300-240 можно в полной мере типизировать режимы расчета схем (представленные в табл. 1.6), которые полностью закономерны для всех конденсационных турбоагрегатов.

Для разработки конструкции турбины необходимо выполнить около 35 вариантов типовых расчетов схем. Такой объем работы при ручном методе расчета требует затрат времени и практически неосуществим в начальной стадии проектирования.

Применение метода математического моделирования позволяет исследовать указанные в табл. 1.6 режимы вариантов расчетов тепловой схемы на ЭВМ в самом начале цикла проектирования и определить оптимальные условия для создания надежной и экономичной конструкции паровой турбины, а также всего комплекса установок.

Опыт широкого использования математической модели турбоустановки на стадии рабочего проекта применялся при модернизации турбины К-300 240 [33]. Так, например, с использованием математической модели дополнительно исследовали:

режимы последовательного отключения ПВД в гарантийных и номинальных условиях;
режимы изменения начальных параметров;
режимы комбинированной вариации отключения ПВД и изменения начальных параметров;
режимы частичного отключения дополнительных отборов;
режимы отключения части регенерации низкого давления.

Анализ выполненных вариантов расчетов схемы показал, какие режимы являются определяющими для тепловых и прочностных расчетов турбины.

Опыт работы блоков 300 МВт показал, что часто приходится отключать регенеративные аппараты по разным причинам: повышение уровня при неплотностях в трубной системе, колебания уровня при переключении подогревателей и др.

Наиболее простой способ получения дополнительной мощности от конденсационных турбоагрегатов, широко применяемый и рекомендуемый в отечественной и зарубежной практике [33, 34], — это отключение верхних

Режимы расчета турбоустановки К-300-240

Группа режимов	Наименование режима	Обозначение	Вариация исходных параметров	Лимитируемые отсеки по точности части
I	Гарантийный	гр	$(100 \pm 3\%) N_{\text{н}}, \%$	ЦВД
II	Гарантийный максимальный, $N_{\text{н}} = 317$ МВт	гм	$D_{\text{ст}}^{\text{макс}} - (980 \pm 950) \text{ var}, \text{ т/ч}$	ЦВД
III	Номинальный (с дополнительными отборами)	нр	$(100 \pm 3\%) N_{\text{н}}, \%$	ЦВД (1-11-я ступени) ЦСД (1-5-я ступени)
IV	Гарантийный (по технологическим)	Изменение вакуума $p_{\text{в}}$	$2,7-10,0 \text{ кПа}$	5-я ступень низкого давления
		Изменение $I_{\text{в}}$	$\Delta p_{\text{в}} = \pm 0,5 \text{ МПа}$ $\Delta t_{\text{в}} = \pm 10^\circ \text{C}$	Паровпуск ЦВД
		Отключение регенератива (ПВД, ПВД)	ПВД, ПВД (различная комбинация)	ЦСД
V	Пиковый	Гарантийный, $D_{\text{ст}}^{\text{г}} = 892 \text{ т/ч} = \text{const}$	Отключение ПВД (одного-двух)	ЦСД
		Номинальный, $D_{\text{ст}}^{\text{н}} = 914 \text{ т/ч} = \text{const}$	$\Delta N_{\text{пик}} = 10\% N_{\text{н}}$ Отключение ПВД	ЦСД
		Максимальный $D_{\text{ст}}^{\text{м}} = 930 \pm 950 \text{ т/ч} = \text{const}$	Отключение ПВД	ЦСД, ЦВД
		Параметрический	$D_{\text{ст}} \text{ var}$ $\Delta p_{\text{в}} 0,5-1,5 \text{ МПа}$ $\Delta t_{\text{в}} -10 : +20^\circ \text{C}$	ЦВД

регенеративных отборов ПВД при $D_{\text{ст}} = \text{const}$. Особую актуальность приобретает возможность использования турбины как вращающегося резерва энергосистем для компенсации электрической мощности в случае вынужденного простоя оборудования (аварийный резерв).

Расчеты, проведенные на ЭВМ, показали, что на модернизированной турбоустановке К-300-240-2 возможно получение пиковой мощности $N_{\text{пик}} = 330$ МВт, т. е. $N_{\text{пик}} = 110\% N_{\text{ном}}$ при номинальных условиях и $D_{\text{ст}}^{\text{ном}} = 910 \pm 915 \text{ т/ч}$ при отключении всех ПВД.

Указанная перегрузка (форсировка), равная 30 МВт, достижима в настоящее время при проведении ряда мероприятий.

Теоретические результаты исследования схем турбоустановок показали, что на блоке 300 МВт при снижении энтальпии питательной воды, т. е. отключении всех ПВД в условиях максимального пропуска пара при $D_{\text{ст}}^{\text{ном}} = 927 \text{ т/ч}$, возможно получение перегрузки 40–50 МВт (рис. 1.3).

Однако такая перегрузка требует значительной реконструкции как собственно пиллдра турбины (в основном ЦСД), так и

комплекса вспомогательного оборудования. Кроме того, требуется проведение испытаний по электрической части (генератор, трансформатор) и реконструкция котельного оборудования.

В настоящее время на турбоустановках К-300-240 может быть реализовано 10% пе-

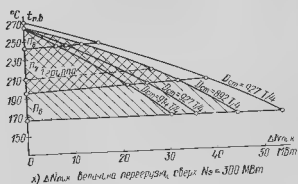


Рис. 1.3 Зависимость величины пиковой мощности $\Delta N_{\text{пик}}$ от температуры питательной воды $t_{\text{вх}}$. ГГ, ПН — номинальный гарантийный и номинальный режимы; $P_{\text{г}}$, $P_{\text{н}}$, $P_{\text{з}}$ — кривые $I_{\text{вх}} = f(\Delta N)$; P_0 — границы исследуемого отключения ПВД № 8, ПВД № 8 и № 7; одной группой ПВД (при двухконтурной схеме) всех ПВД

Длительная работа турбоагрегата без ПНД № 5 не рекомендуется, поэтому работа резервной линии проходит эпизодически. Вследствие изложенного необходимо тщательно следить за дрепированием коллектора 8.

В этот же коллектор выполняется отсос пара из камер уплотнений потоков блоков парораспределения свежего пара и сбросного клапана промперегрева.

Отсос пара из аналогичных камер блоков клапанов промперегрева производится в линию подачи пара на эжекторы, что вызвано конструктивными особенностями блоков клапанов промперегрева, на которых отсутствует свободный участок («оголенный») штока, т. е. возможно попадание воды из сервомоторов, проходящей по зазорам уплотнений потока, в коллектор 8. Поэтому ранее выполняемое в коллектор 8 включение линий от штоков клапанов промперегрева в настоящее время выполняется в трубопровод подачи пара на эжекторы, из которого производится продувка через дренажи в конденсатор турбины.

Отвод пара с давлением 0,65 МПа из камеры и ЦСД выполнен непосредственно в паропровод IV отбора до обратного клапана, а из камеры с ЦВД в паропровод I отбора до обратного клапана.

Все нижние точки коллекторов и линий подачи и отвода пара в камеры уплотнений через коллектор дренажей низкого давления дренажируются в конденсатор турбины либо в коллектор бака дренажей РБ-6.

Одним из ограничивающих критериев пуска турбины из горячего и неостывшего состояния является температурный уровень цилиндров высокого и среднего давления в зоне паровпуска и концевых (лабиринтовых) уплотнений. По результатам испытаний на ряде электростанций в режимах сброса нагрузки и пуска из горячего состояния наблюдалась существенная температурная разность «верх — низ» ЦСД и в зонах, прилегающих непосредственно к камерам уплотнений, что вызывало коробление и раскрытие разъемов цилиндров, повышение относительного расширения потока высокого давления.

Испытания показали, что градиент температур возникает через 20—40 мин после сброса нагрузки. Одной из причин закладывания ЦСД являлись протечки холодного пара, подаваемого на концевые уплотнения из деаэратора с $t = 160^\circ\text{C}$ (рис. 1.5, а).

При сбросах нагрузки ощутимо закладывание ЦСД из-за малой его теплоемкости по сравнению с ЦВД при параметрах пара на входе 4,0 МПа (565°C либо 540°C), большого количества отборов, связанных с регенеративными аппаратами, и соответственно сложной

компоновки паропроводов, затрудняющих нанесение изоляции на нижнюю половину цилиндра.

Кроме того, ЦСД значительно быстрее, чем ЦВД, ставится под вакуум ($P_v = 5,0$ кПа), что объясняется особенностями схемы блока (одно- или двухступенчатая схема байпасирования цилиндра) и скоростью обеспаривания тракта промперегрева.

Давление на выходе ЦВД с учетом аккумулярованного в цилиндре и промперегревателя пара не падает, как показывают испытания, ниже 0,13—0,25 МПа в течение 10—20 мин, тем самым препятствуя в начальный период попаданию уплотняющего пара в цилиндр. Концевые уплотнения ЦНД в этих режимах ведут себя по иному, так как в нормальных условиях уплотняющий пар перетекает по лабиринтам в цилиндр.

На основании изложенного был сделан вывод, что в режимах сброса нагрузки пуск из горячего состояния одним из важнейших мероприятий является снижение температурного градиента паровпускных частей ЦСД в зоне концевых уплотнений, для чего необходимо исключить попадание холодного уплотняющего пара ($t = 160^\circ\text{C}$) на горячий цилиндр.

Выполненные сравнительные расчеты схем уплотнений показали, что расход холодного пара ($t = 160^\circ\text{C}$) в вакуумную камеру и в момент сброса нагрузки увеличивается по сравнению со сбросом при номинальном режиме работы турбины в 2—3 раза и более в зависимости от разработанности зазоров в концевых уплотнениях (от 0,7 расчетных до 1,5 мм). При этом появляется протечка холодного пара в камеру 0,65 МПа и паровпускную часть ЦСД.

ХТГЗ предложена модернизация схем уплотнений с разделением коллектора подачи пара на две части: на уплотнения ЦВД и ЦСД пар подается при пусках из неостывшего и горячего состояний от постороннего источника с параметрами $p = 1,0 \pm 1,2$ МПа, точника с параметрами $t = 300 \pm 320^\circ\text{C}$; на уплотнения ЦНД пар подается из деаэратора (рис. 1.5, б). Модернизация выполняется практически на всех установках К 300-240.

Повышенная вдвое на основании опыта эксплуатации производительность эжектора уплотнений в полной мере должна обеспечивать отсос необходимого количества паровоздушной смеси из концевых уплотнений.

В современных схемах источником горячего пара для подачи его на уплотнения является стационарный коллектор, объединяющий трубопроводы воды из конденсатора турбоагрегатов, в котором поддерживаются параметры 1,0—1,2 МПа, $t = 290 \pm 310^\circ\text{C}$.

Рис 16. Схема нагрева и подачи пара на уплотнения турбины

1 — электроподогреватель (ЭП); 2 — пар из деаэратора 0,65 МПа; 3 — нагреватель турбины 1 в и 2 в ступе турбины; 4 — дренажные линии; 5 — запорная линия запити в блокировки; 6 — регулятор 0,11 МПа подачи пара на уплотнения; 7, 8 — ЛВД ЛСД 9 регулирующей клапан (ссылка себя 0,11 МПа).

При палиции первых очредей электростанции создается общестанционная перемычка с температурой до 370°C, которая является оптимальной с точки зрения работы уплотнений в переменных режимах.

Опыт эксплуатации и результаты испытаний ВТИ, ОРГРЭС, ХТГЗ и Приднепровской ГРЭС, где проводилась подача уплотняющего пара с температурой 350°C, показали эффективность такого решения для воздействия на относительные удлинения роторов, для обеспечения надежных пусков из горячего и ностывшего состояния.

По расчетным данным схема с расчетным количеством эффективных и позволяет снизить температуру нагрева по диаметру среднего давления до 50–70°C при сбросах нагрузки и простоях турбины продолжительностью 3–8 ч с последующим горячим пуском.

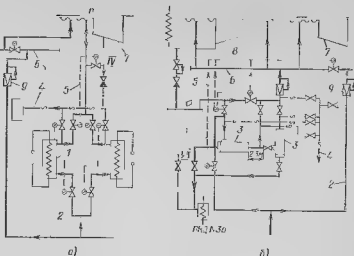
Для вновь сооружаемых электростанций агрегат об истощении горячего пара для первых двух-трех блоков (нона отсутствует общестанционный конденсатор холодного промерзает) требует специально о расматривания, так как параметры пара, получаемого от турбины, являются довольно низкими ($p=0,9-1,0$ МПа; $t=200-220^\circ\text{C}$) и практически вызывают те же температурные деформации, что и пар из деаэратора 0,65 МПа.

Если учесть, что при промерзании до 0,11 МПа температура пара снижается примерно на 10°C, то на уплотнения практически остается пар с температурой 190°C, что недопустимо в указанных режимах.

На ряде электростанций приходится в качестве горячего источника связи пар, дросселируемый и сглаживаемый в РОУ. Но это решение стоило и в эксплуатации от него отказывались, тем более что после остановки на 8–10 ч сглатываемый пар может не быть, а организация общестанционного конденсатора нецелесообразна. Подогревание пара от штокв адваторов паровых котлов, применяемое на Черепетской ГРЭС, целесообразно в режимах сброса нагрузки, но не может быть использовано при пусках и наборе вакуума.

Наиболее радикальным решением является дополнительный подогрев пара, подаваемого на уплотнения, в специальном электроподогревателе (ЭП). Однако промышленность серийных электронагревательных установок необходимой производительности практически не выпускает. Так, для турбины К-300-240 мощность электронагревателя составляет около 180–360 кВт при различных вариантах включения в схему уплотнений (с учетом зазоров $\delta=0,7-1,5$ мм).

Предлагаемые электроподогреватели обалуют рядом серьезных технических и эксплуатационных недостатков и требуют основательной конструктивной переработки и эксплуатационной проверки, которую они проходят сейчас на ряде ГРЭС.



Расчеты схемы с установкой электронагревателя показали, что наиболее оптимальное место его установки на подаче пара в камеру 1 с давлением 0,65–0,7 МПа (рис. 16,а). Это дает возможность применить тот же принцип работы схемы уплотнений в переменных режимах, что и при полной нагрузке турбины сохраняя идентичными условия ее эксплуатации (в камере 1 давление 0,65 МПа и $t=320^\circ\text{C}$). При этом не требуется проведения реконструкции уплотнений и замены материалов ушек и собой. Каждый участок конденсатных уплотнений находится в тех же температурных режимах, что и при работающей турбине.

Характеристика электронагревателя для установки в схеме уплотнений турбины К-300-240 приведена в табл. 1.7. Нагревательные элементы электронагревателя изготавливаются по стандарту Х20Н80Н.

Особое внимание при разработке электронагревательной необходимо обратить на следующие вопросы.

1. Безопасность эксплуатации в случае аварийного нарушения одной из фаз электрической печи.
2. Надежность нагревательного элемента и его антикоррозионная стойкость.
3. Надежность конструкции вывода теплопроводящего стержня в паровом пространстве с обеспечением необходимой плотности по пару (давление пара $p=0,7-1,0$ МПа).
4. Малая инерционность (2–3 мин).
5. Разработка схемы автоматических блокировок при выходе из работы.

С установкой электронагревателей связан вопрос создания надежных обратных клапанов на параметрах $p=1,6$ МПа и $t=520^\circ\text{C}$ и быстроходных запорных затворов.

Таблица 1.7
Характеристика электронагревателя

Наименование	Детали
Производительность G , т/ч	1,5–2,1
Давление p , МПа	0,65–0,70
Температура на входе $t_{вх}$, °C	160–300
Температура на выходе $t_{вых}$, °C	500–520
Время выхода на рабочие параметры t , мин	3–5
Мощность $A_{эл}$, кВт	180–360
Диаметр втулки нагрева d , мм	6–7

В настоящее время заводом рекомендует ся схема нагрева пара от пусковой котельной в вихревых трубах [58], работающих по принципу использования энергии заторможенного потока пара.

Эффект нагрева рабочей среды в вихревой трубе весьма скромнен, однако позволяет получить на двух ступенях пар с параметрами $t = 300-350^\circ\text{C}$ при холодном паре из пусковой котельной $t_1 190^\circ\text{C}$.

Композовка и изготовление вихревой трубы для турбоагрегатов К-300-240 не представляет затруднений и в настоящее время вынол пена на Зиневской и Ладьянской ГРЭС. Ниже кратко приведены результаты испытаний вихревой трубы в системе уплотнений Ладыжнской ГРЭС.

Температурное разделение потока пара на лопаточных уплотнениях турбины реализуется в вихревых трубах (ВТ). Исследования вихревой трубы на перестройке поддиафрагмального пара проводили ЦКТИ [58]. Принципиальная схема вихревой трубы с указанными параметрами и геометрическими характеристиками представлена на рис 17.

Пар с давлением p_1 , температурой t_1 в количестве G_1 поступает на сопло 1, расположенное тангенциально к внутреннему, поверхности вихревой трубы 2. В камере создается вращающийся поток, движущийся по «горячей» трубе 3. Центральная часть потока пара выводится через диафрагму 4 с параметрами p_2 , t_2 , G_2 в зону с более низким давлением.

Периферийная горячая часть потока выходит из трубы 5 с параметрами p_3 , t_3 , G_3 .

Суть эффекта вихревой трубы состоит в том, что температура холодного потока t_2 оказывается ниже, а горячего потока t_3 выше, чем при дроселировании от p_1 до давления p_2 . Величина t_3 зависит от соотношения между G_1 и G_2 и ряда факторов, и конструктивных факторов, которые подробно исследованы в работах ЦКТИ.

Основными характеристиками, показывающими вихревой трубы являются:

- доля горячего потока $\delta = G_2/G_1$;
- степень понижения давления $E = p_2/p_1$;
- отношение давления потоков $k = p_3/p_2$;
- температурные эффекты потоков Δt_2 , Δt_3 .

Указанные характеристики и получены ХТЗ и ЦКТИ в результате натурных испытаний на электростанциях. Схема включения вихревой трубы в систему уплотнений турбоустановки представлена на рис 16,б.

Для эффективной работы вихревой трубы необходимо, чтобы в сопле 1 и диафрагме 4 (рис 17) происходил критическое истечение, для чего должны соблюдаться условия $E \geq 3$, $k \leq 0,55$, при этом $E \geq 3$ должно выдерживаться всегда, а k в зависимости от температурного эффекта, требуемого на горячем потоке.

Описанная выше методика позволяет рассчитывать вихревую трубу, предназначенную для подачи пара на уплотнения при этом заданными являются следующие показатели:

Температура металла в районе горячих уплотнений после сброса нагрузки или перед пуском из горячего состояния $t_n 320^\circ\text{C}$
 Давление в коллекторе уплотнений $p_2 0,12 \text{ МПа}$
 Расход пара на уплотнения ЦВД, ЦСД $G_2 3,0 \text{ т/ч}$
 Давление горячего пара $p_3 0,12 \text{ МПа}$
 Температура горячего пара $t_3 370^\circ\text{C}$

Давление в коллекторе холодного промотора $p_1 1,2 \text{ МПа}$
 Температура источника пара $t_n 300-305^\circ\text{C}$
 Давление пара в «холодном» потоке (сбросная линия) $p_{сб} 0,06-0,01 \text{ МПа}$

С учетом указанных исходных данных получены следующие геометрические характеристики вихревой трубы для работы в системе уплотнений турбины К-300-240 Ладьянской ГРЭС:

$d_1 = 55 \text{ мм}$, $d_2 = 116 \text{ мм}$, $D 250 \text{ мм}$, $L 4200 \text{ мм}$

Для возможности получения различного эффекта в наладке вихревой трубы предусмотрены сменные диафрагмы $d_4 = 120, 130, 140 \text{ мм}$. Установка вихревой трубы выполняется на отступке 4,0 м в районе ПНД.

При испытаниях и паровых опробованиях вихревой трубы, проведенных на электростанциях, получены следующие результаты:

1. При $p_1 = 0,6 \text{ МПа}$, $t_1 215^\circ\text{C}$, $p_2 0,22 \text{ МПа}$, $t_2 = 340^\circ\text{C}$, $p_3 0,12 \text{ МПа}$, $t_3 = 180^\circ\text{C}$, $k = 1,4$, 125°C
 2. При сбросе пара параметров $p_1 = 1,3 \text{ МПа}$, $t_1 = 250^\circ\text{C}$ для $G_2 3 \text{ т/ч}$ следует ожидать $t_2 360^\circ\text{C}$, $t_3 145^\circ\text{C}$.

Существенным является правильный выбор диаметра и трансформации общестандартного коллектора 1,3 МПа/250°C при соблюдении минимального уровня потерь давления на подводе пара к соплу вихревой трубы.

Проведенные расчеты эффекта от внедрения вихревой трубы в систему холодных уплотнений турбины показывают, что годовой экономия $Z_{эл}$ на один блок составляет свыше 35 тыс. руб., расчет выполнен по формуле

$$Z_{эл} = Z_{пр} + Z_{э} \cdot p_{н\Delta k}, \quad (11)$$

где $Z_{пр}$ — экономия от сокращения времени простоя блока при пусках из горячего и несостоящего состояний, $Z_{э}$ — экономия топлива от сокращения времени пуска; p_n — нормативный коэффициент стоимости капитальных вложений в электростанцию; Δk — дополнительные капитальные затраты на изготовление и установку вихревой трубы.

Таким образом, учитывая режимные требования энергосистем для повышения маневренности блоков 300 МВт в режимах пуска после останова на 8-24 ч или сброса нагрузки, можно рекомендовать как новое решение.

а) разделение коллектора подачи пара на две части для пропуска горячих потоков к

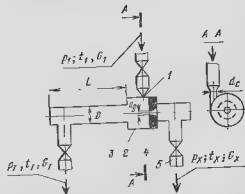


Рис 17. Принципиальная схема вихревой трубы
 1 сопло, 2 вихревая труба, 3 труба «горячего» потока,
 4 диафрагма, 5 труба «холодного» потока.

камерам ЦВД и ЦСД, а потоков из деаэратора к камерам ЦВД;

б) установку в системе уплотнений вихревой трубы, обеспечивающей температуру пара в камерах уплотнений $t_u = 300 \div 350^\circ\text{C}$.

Кроме того, необходимо совершенствование конструкции электроподогревателя для возможного использования в системе уплотнений турбины и проведение эксплуатационных испытаний для оптимизации его включения в схему.

1.5. СХЕМА ПИТАНИЯ ГИДРОПРИВОДОВ ОБРАТНЫХ КЛАПАНОВ

На трубопроводах для отборов пара к ПВД, ПНД, сетевым подогревателям, турбоприводам питательных насосов устанавливаются обратные клапаны с гидроприводом, предназначенные для предотвращения возможного обратного потока пара в турбину при частичных или полных сбросах электрической нагрузки. Обратные клапаны устанавливаются в непосредственной близости от турбины, что приводит к уменьшению «средних» объемов пара и тем самым к снижению «заброса» частоты вращения ротора турбоагрегата.

Конструкция клапана (рис. 1.8) предусматривает их закрытие обратным потоком пара с принудительной посадкой тарелки 1 на седло 2 клапана под воздействием штока 3 гидропривода 4 на рычажный механизм 5.

Обратные клапаны выполняются двух типов: подъемные и поворотные.

Поворотные клапаны обладают меньшим гидравлическим сопротивлением, чем подъемные, однако имеют большие габариты и устанавливаются на трубопроводах начиная с диаметров 400 мм и более.

Клапаны диаметром 600–1000 мм соединяются с трубопроводом при помощи фланцевых соединений, а на корпусе имеют опорные лапы для дополнительного крепления к площадкам обслуживания.

На последних установках от крепления типа к площадкам отказались из-за появления больших горизонтальных усилий в трубопроводах.

Принудительное закрытие обратных клапанов, как показал опыт эксплуатации, необходимо для повышения надежности защиты турбины от разгона, так как при работе энсргоблока под нагрузкой обратный клапан длительный период времени, исчисляемый месяцами, находится в открытом положении и его закрытие только под воздействием обратного потока пара может не произойти из-за возможных механических засаданий или прикипания ходовой части и тарелки. Для исклю-

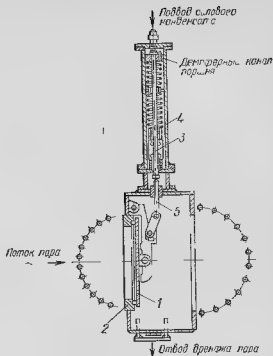


Рис. 1.8. Обратный клапан (поворотный) с гидроприводом (КОС).

1 тарелка поворотная; 2 седло; 3 шток; 4 гидропривод; 5 рычажный механизм

чения этого обратные клапаны выполняются с принудительной посадкой тарелки посредством гидропривода, на который поступает конденсат после конденсатных насосов второй ступени.

Схема подачи конденсата включает в себя фильтры, солонидные импульсные клапаны, ограничительную шайбу и раздаточный коллектор. Диаметры трубопроводов выбираются таким образом, чтобы давление в надпоршневом пространстве гидропривода было не ниже 0,6–0,8 МПа при открытии солонидного клапана.

Диаметр ограничительной шайбы рассчитан на суммарный расход конденсата через дефлегматорный канал в поршне всех гидроприводов обратных клапанов при наибольшем избыточном давлении, что обеспечивает заклинивание надпоршневого пространства и проток конденсата в сальниковый коллектор, т. е. быстрое действие работы схемы.

При сбросах нагрузки по импульсу из регулирующих и стопорных клапанов турбины подается команда на открытие солонидных и клапанов. Это приводит к резкому увеличению расхода конденсата в раздаточный коллектор, повышению в нем давления и, следовательно, к переключению севомотора гидропривода, приводящего к закрытию обратного клапана.

Опыт эксплуатации показал, что, несмотря на наличие гидропривода, необходимо не реже одного раза в месяц проводить расклинивание механизма обратного клапана для обеспече-

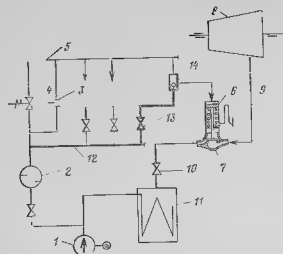


Рис. 19 Модернизированная схема питания гидрприводов КЭС.

1 — конденсатный насос; 2 — фильтр; 3 — коллектор; 4 — обратный клапан; 5 — турбина; 6 — гидрораспределитель; 7 — обратный клапан; 8 — турбина; 9 — отбор пара; 10 — задвижка на отборе пара; 11 — подогреватель; 12 — коллектор; 13 — вентиль; 14 — вентиль.

ния его падсжной работы. Между тем на эксплуатируемых схемах открытие импульсных клапанов может привести к закрытию обратных клапанов на всех регенеративных отборах ПВД и ПНД, что недопустимо при полной нагрузке турбины по условиям прочности прочной части.

Учитывая это, в соответствии с инструкцией завода расхаживание системы обратных клапанов проводят при пониженной нагрузке, т. е. при снижении мощности турбины с 300 МВт до 150–170 МВт, что связано с энергетическими потерями.

Глава вторая

КОМПОНОВКА ТУРБОУСТАНОВКИ

2.1. ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ КОМПОНОВКИ ТУРБОУСТАНОВКИ

При создании турбин единичной мощностью 300 МВт исходили из того, что этот тип турбин будет выпускаться крупной серией, соответственно и электростанции должны сооружаться по типовым проектам, что обеспечит снижение их удельной стоимости и минимальные сроки сооружения.

В связи с этим компоновку машинного зала с турбинами К-300-240 завод выполнял совместно с институтом «Теплоэлектропроект», ориентируясь на создание типового решения, в основу которого закладывались следующие принципиальные положения.

ХТГЗ предложена модернизированная схема питания гидрприводов обратных клапанов, обеспечивающая индивидуальное расхаживание каждого обратного клапана в отдельности при номинальной мощности турбины путем подачи конденсата через специальный шариковый двухходовой клапан. Эта схема внедрена на ряде электростанций.

На рис. 19 показана модернизированная схема системы питания гидрприводов обратных клапанов. При необходимости расхаживания обратного клапана 7, установленного на ретсперативном отборе 9, работающей при 100%-ной нагрузке первой турбины 8 закрывается задвижка 10 и открывается вентиль 13 коллектора 12 автономной подачи конденсата из гидрораспределителя 6 обратного клапана через фильтр 2 после конденсатного насоса 1.

Конденсат из коллектора 12 с давлением, несколько большим, чем в паре раздаточного коллектора 5 (так как устанавливается шариковый клапан 4 и шайба 3), передается шарик двухходового клапана 14, расположенного на вертикальном участке силового трубопровода, и поступает в надпоршневую полость гидрораспределителя 6, при этом перемещая шток и закрывая клапан.

Конденсат из гидрораспределителя направляется в стальной коллектор через гидрораспределитель, обеспечивающий заполнение конденсатом сервомотора. При этом в раздаточном коллекторе 5 сохраняются расчетные параметры конденсата для нормального функционирования остальной части схемы.

При отсутствии на электростанции двухходового клапана 14 на линии к обратному клапану из раздаточного коллектора должен быть установлен вентиль, который на период расхаживания закрывается при открытии вентилей 13, однако эта схема несколько менее надежна и требует контроля за действиями персонала.

Внедрение схемы индивидуального расхаживания на турбоустановках К-300-240 приводит к экономии электроэнергии по сравнению с ежемесячным расхаживанием путем 50%-ной разгрузки, что в стоимостном выражении составляет свыше 10 000 руб/год на один энергоблок.

1. Турбина К-300-240 ХТГЗ с генератором ТГВ 300 завода «Электротяжмаш» компонована поперек машинного зала с габаритами ячейки 45 м - (пролет) × 48 м - (ширина), равными примерно по ширине ячейке котла. При продольном размещении турбин в машинном зале такого соответствия практически добиться невозможно, что приводит к удорожанию строительной части главного корпуса электростанции.

2. Аппараты регенеративной системы имеют двустороннее размещение: ПВД — справа, ПНД — слева, если смотреть со стороны турбины на генератор. Подогреватели максимально приближены к турбине, т. е. ПВД находится вблизи ЦВД, ПНД у ЦНД, сокра-

шая тем самым длину паропроводов и снижая гидравлические потери в них. Поскольку система главных паропроводов симметрична относительно оси турбины, достигается равенство реакций от паропроводов свежего пара и промпергрева как на цилиндры турбины, так и на блоки парораспределения. Кроме того, попереочное размещение турбины по сравнению с продольным сокращает длину главных паропроводов на 10—15 %, что приводит к экономии легированных труб. План размещения оборудования машинного зала с турбиной К-300-240 показан на рис. 2.1.

Совершенствование компоновочных решений турбин К-300-240 проводилось в 1960—1970 гг. в следующих основных направлениях

1. Использование макетного метода проектирования, который позволяет путем создания объемных и плоскостных масштабных макетов значительно сократить цикл разработки, повысить качество технической документации и обеспечить условия монтажа [36].

2. Повышение ремонтопригодности турбоустановки, которое достигается за счет тщательного выбора ремонтных площадей машинного зала (путем раскладки узлов оборудования), средств большой и малой механизации (крановое хозяйство, грузоподъемные механизмы и др.), улучшения компоновочных решений.

3. Укрупнение и модернизация вспомогательного оборудования турбоустановки. Это направление реализовано на турбоустановках К-300-240. Так, на ряде ГРЭС, например, эксплуатируются ПВД по одноконтурной схеме, ПВД с трубной системой из нержавеющей стали, блочные обессоливающие установки [28, 30] с двумя группами фильтров (ФПЦ — целлюлозные наименьшие и ФСД смешанного действия), укрупненная арматура и главные паропроводы.

4. Тщательная увязка на стадии разработки компоновочных решений по технологической, строительной и электротехнической части машинного зала. В частности, повышена пожаробезопасность турбоустановок благодаря подробной проработке размещения щитов и сборок задвижек, трассировке кабельных трасс, шинопроводов, токопроводов генератора, удалению централизованного маслохозяйства в зону, где отсутствуют высокие температуры, и др.

5. Совершенствование конструктивных элементов трубопроводов благодаря внедрению крутозагнутых колен и отводов с укороченным радиусом гiba, разработке надежных способов крепления (опор и подвесок) трубопроводов, стандартизации и нормализации деталей и элементов трубопроводов на высокие, средние и пониженные параметры

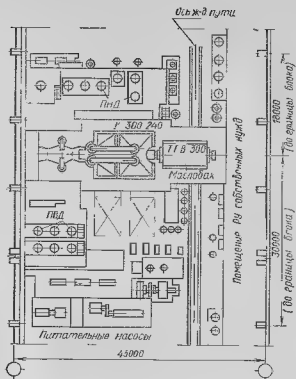


Рис. 2.1. План компоновки машинного зала.

В процессе совершенствования турбоустановки К-300-240 было разработано несколько основных вариантов компоновок, а именно: компоновка для ГРЭС-1200 (1959 г.); компоновка для ГРЭС-2400 (1966 г.); компоновка с одно- и двухступенчатым байпасированием турбины для универсальной ГРЭС;

компоновка с укрупненным оборудованием и моноблочной пусковой схемой (1969 г.).

2.2. КОМПОНОВКА ТУРБОУСТАНОВКИ К-300-240-2 С УКУРПНЕННЫМ ОБОРУДОВАНИЕМ

Как отмечалось в § 2.1, турбина К-300-240-2 скомпонована поперек машинного зала с габаритами ячейки 45 м (пролет) × 48 м (ширина), расстояние от оси ЦНД до оси колонн ряда Б равно 20350 мм (рис. 2.2). При этом минимально допустимый зазор между фундаментами турбины и колоннами составляет 100 мм.

Принятое размещение обеспечивает высоту ротора генератора* внутри помещения машинного зала. В машинном зале предусмотрен сквозной железнодорожный проезд 15, который демонтируется после пуска агрегатов электростанции из-за ограничения железнодорожного

* Тип каждого вида оборудования энергоблока с турбиной К-300-240-2 указывается в табл. 2.

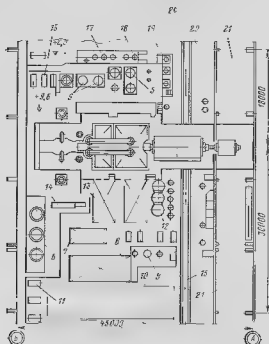
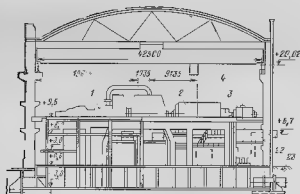


Рис. 2.2. Комиссаровская турбоустановка К 300-240 2

1 — турбина — генератор; 3 — котлодутьца; 4 — кран мостовой грузоподъемностью 125 т; 5 — подогреватель низкого давления (ПНД); 6 — подогреватель и высоког. давления (ПВД); 7 — ванна умягчающая воду с турбоприводом; 8 — насосная станция с электроприводом; 9 — установка сепарации конденсатов (Собиратор); 10 — монтажная площадка турбоустановки; 11 — бустерные насосы; 12 — насосы турбины; 13 — габариты вылета труб колонной секции; 14 — метельный щит турбины; 15 — железобетонный вентильный затвор; 16 — насосная станция с электроприводом; 17 — конденсатные насосы 1 ступени (КН1); 18 — сливные насосы ПНД; 19 — конденсатные насосы 2 ступени (КН2); 20 — блок питания обессоливающей установки (БОУ); 21 — помещение электрического распределительного устройства с собственным вводом; 22 — токопроводы генератора; 23 — циркуляционный насос; 24 — габарит железнодорожного прохода машинист. зала

рожного габарита 24 (3300×3500 мм) в район фундамента под генератором.

Турбина и генератор установлены на фундаменте из сборного железобетона с оперативной отметкой обслуживания 9,6 м. Высота подвального помещения 3600 мм (отметка подвала 3,0 м).

Турбоустановка обслуживается двумя мостовыми кранами 4 грузоподъемностью 125/20 т

на пролете 42,5 м. Большой крюк крана обеспечивает подъем и установку всех массивных грузов: ЦВД 90 т, ЦСД и первый поток ЦНД в сборе — около 70 т, нижняя и верхняя потошины ЦНД (2-й и 3-й потоки) — 35 и 44 т и др.

Транспортировка статора генератора выполняется двумя спаренными кранами с учетом их перегрузки на 5–7%, так как масса статора составляет около 260 т. Масса ротора генератора составляет 56 т. При этом максимальное удаление груза не должно составлять более 14 м от оси колонны ряда А.

Отметка подкранового пути 20,2 м, что позволяет перемещать узлы основного и вспомогательного оборудования над отметкой обслуживания 9,6 м к ремонтным площадкам. Минимальное расстояние подъема крюка крана от отметки 9,6 м по условиям демонтажа верхних потошин корпуса ЦНД составляет 9250 мм.

В пределах турбоустановки предусмотрена ремонтная зона 16 площадью 130–150 м², наличие которой позволяет сократить ремонтные площади главного корпуса ГРЭС.

В пределах ячейки турбоустановки находится также помещение электрического распределительного устройства собственных нужд (РУСН) 21, примыкающее к колоннам ряда А. По высоте РУСН занимает пространство от отметки 3,0 м до 9,6 м и закрыто сверху железобетонным перекрытием. Для питания электродвигателей блока, блочного (БЦУ) и местного (МЩ) щитов управления 14 от РУСН к котельному помещению проложены три кабельные трассы с габаритами 1800×1800 мм. Все трассы закрыты стальными конструкциями, для обеспечения пожарной безопасности. Токосредоточиватели 22 генератора проходят внутри рамы фундамента через РУСН и фасадную стену здания.

Укрупненные подогреватели высокого давления (ПВД) 6 установлены у колонн ряда Б на отметке +0,6 м. Высота ПВД, изготовляемых ТКЗ, такова, что подъем аппарата над отметкой 9,6 м в собранном виде невозможно выполнять только в наклонном положении, поэтому их установка производится до монтажной площадки на отметке 9,6 м.

Съем корпуса ПВД осуществляется большим крюком мостового крана над отметкой обслуживания. По сравнению с ранее применяемыми ПВД в два раза площадь, занимаемая укрупненными ПВД, составляет 70 м² вместо 110 м².

Подогреватели низкого давления 5 расположены параллельно оси турбины с минимально возможной из условий самокомпенсации длиной паропроводов регенеративных отборов. Такое размещение позволяет обеспечить гид-

равлические потери в паропроводах согласно заложенному в расчетной тепловой схеме уровню Δp . ПВД лапами опираются на отметку 6,6 м и полностью размещаются под оперативной отметкой обслуживания.

Питательная установка состоит из трех отдельно стоящих на отметке 0,6 м бустерных насосов 11, главного питательного насоса (ПН) с противоаварийным турбоприводом 7 и пускорезервного питательного электронасоса 8. ПНН максимально близко размещен к турбине.

Отметка обслуживания насосов принята 6,6 м, что позволяет в районе фундаментов насосов разместить трубопроводы и их вспомогательное оборудование. Патрубки питательных насосов направлены вниз, что улучшает компоновку и позволяет обслуживать кранами насосные агрегаты без выполнения каких-либо дополнительных демонтажных работ, как это производилось на первых агрегатах, где гирлянды питательных трубопроводов нависали над ПНН и ПЗНН.

Моноблочная схема позволила укрупнить главные трубопроводы турбоустановки [33] и применить

две нитки паропроводов свежего пара $\varnothing 325 \times 60$ мм из стали 12Х1МФ вместо четырех ниток $\varnothing 243 \times 45$ мм;

две нитки паропроводов горячего перегрева $\varnothing 630 \times 25$ мм из стали 12Х1МФ вместо четырех ниток $\varnothing 426 \times 17$ мм;

одну нитку трубопровода питательной воды $\varnothing 377 \times 45$ мм из стали 20 в пределах ПВД. При этом некоторое увеличение скорости питательной воды (до 4 м/с) компенсируется снижением гидравлического сопротивления в тракте за счет уменьшения количества арматуры, крутых поворотов и литых колен. После ПВД экономически целесообразно использовать сортамент труб $\varnothing 426 \times 56$ мм из стали 20.

В схеме моноблока при всех нагрузках задействованы все трубопроводы свежего пара и перегрева и их сопротивление изменяется пропорционально расходу пара в отличие от схемы дубль-блока, когда работает один корпус котла и используются трубопроводы только работающего корпуса.

На рис. 2.3 показано выполнение сброса пара после БРОУ 1 и от растопочного расширителя 20 МПа (3) по дуге в перемычку D, 500 (4), по которой пар по двум ниткам $\varnothing 426 \times 14$ направляется к двум приемным сбросным устройствам ПСУ (7) конденсатора 8. Перемычка D, 500 расположена в районе колонны ряда Б в бункерном отделении на отметке не ниже 6,0 м, что обеспечивает выполнение трассы сброса с постоянным уклоном (без «медшвов») к ПСУ и исключает воз-

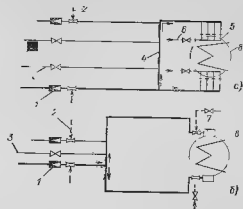


Рис. 2.3 Схема сброса пара после БРОУ в конденсатор. 1 — несимметричный сброс пара; 2 — симметричный сброс пара; 3 — БРОУ; 4 — парас конденсатора; 5 — сброс на растопочный расширитель; 6 — перемычка сброса пара; 7 — приемный коллектор конденсатора; 8 — вторичный корпус; 9 — модернизированное сбросное устройство (ПСУ) конденсатора; 10 — конденсатор

можность гидрозудара в трубопроводе. Сброс воды из растопочного расширителя выполняется в нижний приемный устройство конденсатора

В пределах турбоустановки над железнодорожным проездом на отметке 6,6 м смонтирована баочная обессоливающая установка БОУ (20), рассчитанная на пропуск 100% турбинного конденсата (см. рис. 2.2)

Размещение фильтров намывных цеолитовых (ФНЦ) с смешанного действия (ФСД) предусматривается на специальной площадке над железнодорожным проездом таким образом, чтобы не перекрывать вспомогательного оборудования турбины и генератора.

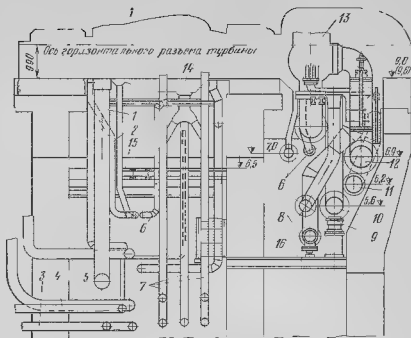
Для обезжелезивания конденсата блока используют три фильтра (ФНЦ) D, 2000 с площадью фильтрации 30 м² и рабочей производительностью 300 т/ч какалий Обессоливание и обескремнивание конденсата осуществляется в трех фильтрах смешанного действия (ФСД) D, 2000 с максимальной регенерацией при проектной скорости фильтрации до 100 м/с. Фильтры каждой группы включены параллельно, а группы фильтров между собой последовательно. Предусмотрена возможность расширения каждой группы БОУ до четырех фильтров.

Обескремнивающее оборудование БОУ (насосы расчетного оборудования и т. п.) размещено в бункерно-дезараторном отделении либо в дополнительном цоколе машинного зала.

Возможен вариант компоновки фильтров БОУ в лапках у стены, занимающей минимальную площадь, однако от него отказались из-за появления двух отметок обслуживания и нарушения интерьера операционной отметки 9,6 м, над которой фильтры, значительны бы считались.

Запас по пропускной способности БОУ (по четыре фильтра в группе) не является избыточным в связи с необходимостью поддержания чистоты фильтров на расчетном уровне, иными словами, их нужно достаточно часто выводить на восстановление. При этом оптимальной является скорость фильтрации 50–60 м/с, при которой практически отсутствует выход в систему регулирования, работающую на конденсате, фильтрующей материи. Кроме того, возможность работы блоков

Рис. 25. Компоновка турбоустановок в проемах фундамента ЦВД и ЦСД
 1 — паропровод холодного конденсата
 2 — паропровод IV отбора
 3 — паропровод свежего пара
 4 — паропровод IV отбора
 5 — паропровод горячего перегрева
 6 — паропровод V отбора
 7 — паропровод горячего перегрева
 8 — паропровод V отбора
 9 — паропровод горячего перегрева
 10 — паропровод горячего перегрева
 11 — паропровод горячего перегрева
 12 — паропровод горячего перегрева
 13 — блок для монтажа крепления
 14 — тройник шпиль
 15 — блок для монтажа крепления ЦВД и ЦСД



период (3-4 года) при длине турбоагрегата до 40 м в осях крайних подшипников и 15×10^{-4} — при длине свыше 60 м. Кривая прогиба должна быть плавной и иметь кривизну одного знака.

5. Резонансы элементов фундамента в зонах критических частот вращения не должны иметь место.

6. При необходимости фундамент должен быть рассчитан на условия сейсмичности.

7. В проекте турбоустановки необходимо учитывать большее загромождение объема фундамента горячими трубопроводами (рис. 2.5), вследствие чего должны быть предусмотрены мероприятия, не допускающие местной перегрева колонн и ригелей фундамента. Трасировка тщательно изолированных трубопроводов в проемах фундамента должна выполняться с воздушным зазором не менее 50-100 мм, а при невозможности соблюдения создания указанного воздушного зазора выполняться экранирование поверхности фундамента. Несоблюдение этого требования приводит, как показал опыт эксплуатации, к удлинению колонн и поперечных ригелей в зоне опорного подшипника турбины между ЦВД и ЦСД из-за тепловых потоков от трубопроводов к нижней половине ЦСД и соответствующей расцентровке валопровода агрегата. В условиях эксплуатации необходимо периодически наблюдать за температурным состоянием элементов фундамента.

8. Окончательная подкладка фундаментных рам и плит турбины проводится под наблюдением монтажного персонала завода, а бетонирование верхней плиты — после прокладки электрических кабелей.

9. Опирание площадок обслуживания турбоустановки на фундамент, как правило, не рекомендуется. Каналы для прокладки маслосистем системы смазки турбины обшиваются защитными стальными листами толщиной не менее 3 мм с уклоном в сторону маслосборных коробов.

Указанные технические требования реали-

зуются при разработке рабочего проекта фундамента, при его сооружении и эксплуатации на электростанции.

2.4. ГЛАВНЫЕ ПАРОПРОВОДЫ ТУРБОУСТАНОВКИ

Совместование системы главных паропроводов свежего пара, промпрегрева и питательной воды проходило в направлении

Таблица 2.1
 Главные паропроводы моноблочной и дубли-блочной схемы

Наименование паропровода	Количество труб		Сортамент трубопроводов, мм		Количество единиц аппаратуры	
	Дубли-блоч	Моноблоч	Дубли-блоч	Моноблоч	Дубли-блоч	Моноблоч
Паропроводы свежего пара	4	2	245×45	325×60	8	2
Байпасы ППЗ	4	2	159×30	57×11	12	4
Дренажно-подпиточные линии свежего пара	-	-	-	-	13	4
Паропровод горячего промпрегрева	4	2	426×17	630×22	8	-
Трубопровод питательной воды*	2**	1	325×40	377×45	23*	14

* Сравнимости с оди- и дубли-блочными схемами.

** При ряде электростанций с дубли-блочной схемой валами установлены электрические ППЗ по односторонней схеме.

предусмотрено тщательное раскрепление специальных пружинными подвесками этого трубопровода

Процесс модернизации данного узла привел к совмещению функций прогрева и обеспаривания (рис. 2,6,б) в одном трубопроводе с установкой на сбросе в конденсатор специального приемного сбросного устройства 8, аналогичного по конструкции ПСУ БРОУ

На этой линии установлен парохладитель 7 с впрыском воды от конденсатных насосов. Трубопровод 6 после парохладителя выполнен из углеродистой стали. Приведенная на рис. 2,6,б схема пледрена на турбоустановках К-300-240-2 и успешно эксплуатируется

Радикальные решения, исключают «слабые точки» на переключках промпрегрева, в настоящее время внедряются на ряде электростанций. Опыт эксплуатации подтвердил возможность отказа от сбросных клапанов и замены их быстродействующими задвижками с электроприводом при времени их полного открытия 60-90 с.

На первой серии турбоустановок применялись двухкорпусные подогреватели высокого

давления, через которые питательная вода по трубопроводам D, 250 (345x40) двумя линиями направлялась в котел. Двухниточная схема спроектирована из-за трудностей выполнения заводом-изготовителем ПВД однокорпусными. Кроме того, по условиям работы котла считалось недопустимым длительное отключение подогревателей и снижение температуры питательной воды более чем на 60°С.

Однако двухниточная схема питательной воды (рис. 2,7,а) усложнила эксплуатацию, а именно колебание уровня в аппаратах при подключении (отключении) одной из групп ПВД привело к непроизвольному срабатыванию защиты на работающей группе, соответствующему ограничению мощности турбины на уровне 285 МВт, и к потерям конденсата. Двухниточная схема имеет вдвое больше единиц арматуры, требующей управления и обслуживания

С учетом недостатков двухниточной схемы для турбин моноблоков схема питательной воды, поступающей в котел, выполнена однониточной (рис. 2,7,б и табл. 21).

Глава третья

КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ ТУРБИНЫ

3.1. ОБОСНОВАНИЕ ОСНОВНОГО КОНСТРУКТИВНОГО РЕШЕНИЯ. ОБЩЕЕ УСТРОЙСТВО

ТУРБИНА

Конструктивную схему конденсационной турбины в значительной мере определяет работа лопатки ее последней ступени. Для обеспечения приемлемых потерь с выходной скоростью турбины мощностью 300 МВт необходимо обеспечить площадь выхлопа последней ступени около 22,5-24 м². Использование в этом случае лопаток турбины К-160-130 длиной 780 мм означало установку 4-5 последних ступеней, т. е. турбину пришлось бы выполнять не менее чем с двумя двухпоточными ЦНД. Значительно возрастающий в турбине мощностью 300 МВт (по сравнению с турбиной К-160-130) теплотеряпад от начальных параметров до промпрегрева не позволял совместить ЧВД и ЧСД в одном цилиндре, поэтому турбина превратилась в четырехцилиндровую.

Поскольку при создании турбины ставилась цель создать высокоэффективную и компактную энергетическую установку, то была спроектирована новая уникальная рабочая лопатка последней ступени длиной 1050 мм при среднем диаметре 2350 мм, обеспечиваю-

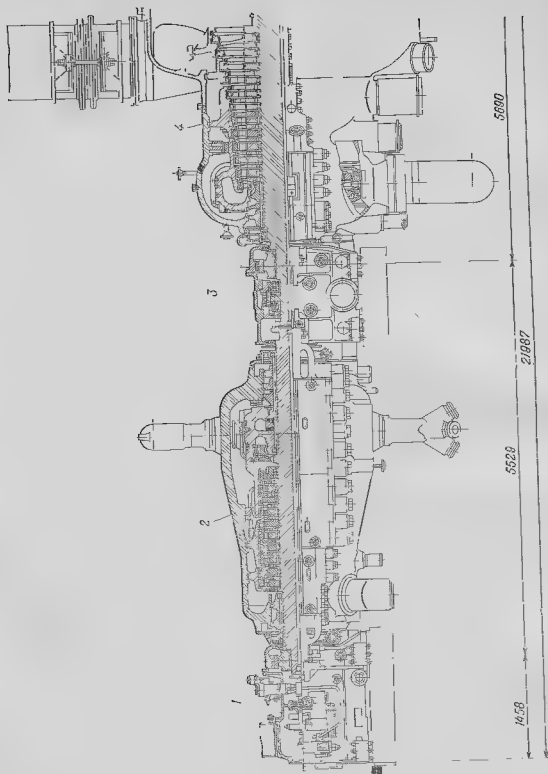
щая выходную площадь ступени 8,41 м². Это позволяло выполнить турбину с тремя выхлопами, потери с выходной скоростью равны 29,6 кДж/кг, что значительно меньше, чем в турбине К-160-130.

Трехпоточный выхлоп определил конструктивную схему турбины: ЦВД, ЦСД с размещением на его роторе одного потока ЦНД и двухпоточный ЦНД. При трех выхлопах целесообразным оказалось применение одного конденсатора, что повлекло объединение всех выходных патрубков в единый ЦНД, в результате получилось конструктивное соединение ЦСД с трехпоточным ЦНД (рис. 3.1).

При выполнении турбины четырехцилиндровой, как в период создания турбины К-300-240 делало большинство зарубежных фирм, с лопатками 780 мм она была бы на 4 м длиннее и на 100 т тяжелее

Турбинные ступени расположены последовательно в цилиндрах агрегата следующим образом: в ЦВД 11 ступеней; в ЦСД — 12 ступеней; в ЦНД по 5 ступеней в каждом потоке.

Пар от котла подводится к двум БП (блокам парораспределения), установленным на фундаментных рамах справа и слева от ЦВД. От каждого БП к ЦВД идут по пять ниток



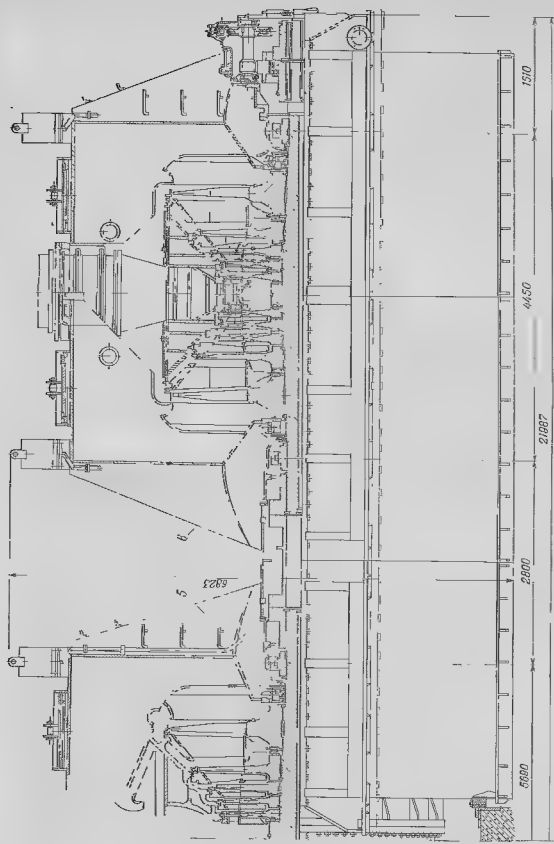


Рис. 3.1. Продольный разрез турбины К-300-240-2
 1 — статор, 2 — ЦПТ, 3 — статор, 4 — ЦПТ, 5 — ЦПТ, 6 — ЦПТ

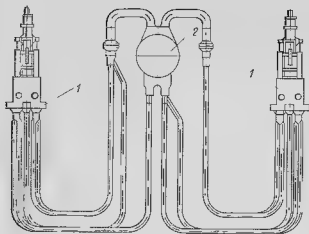


Рис. 32 Перепускные паропроводы от блоков парораспределения к ЦВД
1 — блок парораспределения, 2 — ЦВД

перепускных паропроводов, выполненных в виде П-образных компенсаторов (рис. 32). Для уменьшения усилия, передаваемого при тепловом расширении этих паропроводов на ЦВД, при закреплении БП на рамах после сварки паропроводов выполняется холодный натяг во всех трех направлениях. Нагрузка от массы паропроводов передается пружинными подвесками на фундамент.

Перепускные паропроводы ЦВД имеют две группы по три нитки (от первого и третьего, а также от второго и четвертого регулирующих клапанов) и две группы по две нитки (отдельно от пятого и шестого клапанов) и приварены к четырем патрубкам наружного корпуса. Патрубки верхней половины на уровне горизонтального разреза корпуса имеют фланцевые соединения, обеспечивающие снятие верхней половины корпуса ЦВД без пореза паропроводов.

Паропускные патрубки на ЦВД расположены на стороне генератора. Таким образом, организован противоток пара в проточных частях ЦВД и ЦСД: в первом паре течет в сторону регулятора, а в ЦСД и первом потоке ЦВД — в сторону генератора. Противоток применен для уменьшения нагрузки на опорный подшипник.

В результате соответствующего выбора диаметров по концевым и диафрагменным уплотнениям РВД и РСД осевые усилия на номинальном режиме по этим роторам приведены к близким величинам (606 кН на РВД и 601 кН на РСД), которые благодаря противотоку почти полностью уравниваются.

Опорный подшипник установлен в средней опоре, между ЦВД и ЦСД, для уменьшения относительных перемещений по водородным уплотнениям генератора. Близость его к

первым ступеням ЦВД и ЦСД определяет минимальное изменение осевых зазоров по этим ступеням, что способствует обеспечению их расчетной экономичности.

Роторы турбины К-300-240 соединяются между собой полужесткими и жесткими муфтами, а в модернизированной турбине К-300-240 2 применяются только жесткие муфты.

Ротор высокого давления одноопорный, остальные роторы опираются на два подшипника. Опорный подшипник № 1 расположен в передней опоре, № 2 — в средней опоре, а статорные подшипники № 3-5 установлены в опорах, встроенных в выходные патрубки ЦВД.

Направление вращения валопровода — по часовой стрелке, если смотреть со стороны регулятора.

На крышке картера опорного подшипника № 5 установлено валоповоротное устройство, предотвращающее тепловую прогиб роторов на неработающей горячей (остывающей) или прогреваемой турбине и тем самым обеспечивающее постоянную готовность турбины к пуску.

3.2. КРЕПЛЕНИЕ ТУРБИНЫ НА ФУНДАМЕНТЕ И ОРГАНИЗАЦИЯ ТЕПЛОВЫХ РАСШИРЕНИЙ

Цилиндры высокого и среднего давления турбины опираются на фундамент через переднюю и среднюю опоры подшипников, а ЦВД, самый тяжелый, опирается на фундамент непосредственно своим «балконом».

Опоры подшипников турбины устанавливаются на фундаментных рамах, представляющих собой огибки коробчатой формы из чугуна, жесткость которых обеспечивается системой внутренних пересекающихся ребер. При монтаже для повышения жесткости внутри рам заливается бетон. Каждая рама крепится на фундаменте четырьмя анкерными болтами М56, а после центровки турбины подливается бетоном, превращаясь в неотъемлемую часть фундамента.

Цилиндр низкого давления турбины опирается по периметру на залитые в фундамент одиннадцать стальных фундаментных плит толщиной 95 мм и шириной 430 мм. Каждая плита крепится к фундаменту 2-3 анкерными болтами М42 и подливается бетоном.

Поскольку после установления температуры турбин по узлам при номинальном режиме работы длина турбины возрастает почти на 50 мм по сравнению с холодной, то крепление турбины на фундаменте осуществляется таким образом, чтобы тепловое расширение ее было свободным в определенных направлениях.

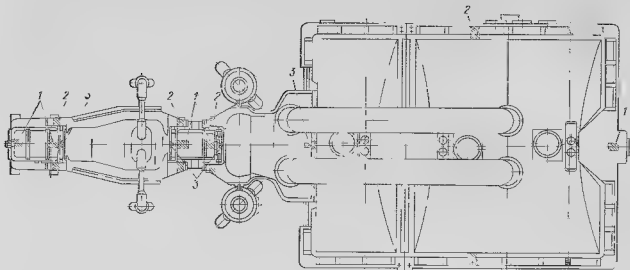


Рис 33 Расположение осевых и поперечных шпонок турбины
1 — осевые шпонки; 2 — поперечные шпонки; 3 — вертикальные шпонки

При этом добиваются сохранения положения оси подшипников, что особенно важно для спокойной работы валопровода, состоящего из нескольких роторов, и сохранения взаимного положения оси валопровода с точками цилиндров, необходимого для постоянного радиальных зазоров.

Для фиксации оси подшипников турбины в горизонтальной плоскости служит система осевых шпонок, связывающих ЦНД и опоры с фундаментом (рис. 33): шпонка на фундаментной плите под подшипником № 5, шпонка между торцевой стенкой выходного патрубка первого потока и фундаментом и по две шпонки на фундаментных рамах опор. Вертикальные шпонки между нижними половинами корпусов ЦВД и ЦСД и опорами подшипников обеспечивают сохранение боковых радиальных зазоров по проточным частям этих цилиндров.

Для обеспечения неподвижности конденсатора и минимальных перемещений ЦНД служат поперечные шпонки, от плоскости которых элементы турбины расширяются в осевом направлении. Эти шпонки установлены на фундаментных плитах в плоскости 5-й ступени второго потока ЦНД. Пересечение осей поперечных и осевых шпонок определяет «мертвую» точку турбины, остающуюся неподвижной при ее расширениях.

Схема тепловых расширений турбины в осевом направлении (рис. 34) такова: суммарное удлинение ЦСД и ЦНД (от «мертвой» точки) передается средней опоре, от движущей ЦВД, который смещает переднюю опору на эту величину плюс его собственное удлинение. Осевые шпонки служат направля-

ющими для опор и ЦНД при этом перемещении. Шпонки устанавливаются в пазах фундаментных плит и рам по тугой посадке и крепятся винтами.

В соответствии с описанной схемой тепловых расширений производится крепление турбины на фундаменте. Цилиндр низкого давления крепится к фундаментным плитам болтами М42, которые устанавливаются в отверстия балкона с дистанционными втулками и шайбами, допускающими расширение ЦНД в боковые стороны до 6,5 мм, а в осевом направлении до 12,5 мм.

Корпуса ЦВД и ЦСД в рабочем состоянии опираются на опоры лапами верхних половин, причем опорная поверхность совпадает с осью турбины. При этом температура лап не оказывает влияния на центровку цилиндров в вертикальном направлении. Лапы крепятся на опорах Г-образными скобами, обеспечивающими свободу расширения корпусов в поперечном направлении.

При помощи поперечных шпонок, выполненных на лапах нижних половин корпусов указанных цилиндров, ЦВД и ЦСД соедине-



Рис 34 Схема тепловых расширений турбины
1 — «мертвая» точка, 2 — средняя опора, 3 — связь корпусов с опорами

ны с опорами. Это соединение обеспечивает осевое перемещение опор.

Поскольку осевое усилие на опору от поперечных шпонок прилагается выше плоскости скольжения опоры на раме, то на опору действует в периоды изменения температурного состояния цилиндров опрокидывающий момент, которому противодействует момент от нагрузки цилиндров. Чтобы ограничить возможный отрыв опоры от рамы, каждая опора крепится к фундаментной раме четырьмя Г-образными скобами, устанавливаемыми на трех шпильках по боковым сторонам опоры с зазором 0,1–0,15 мм относительно выступов на опоре для свободы ее осевого перемещения.

3.3. Цилиндр высокого давления

Пар в ЦВД поступает с параметрами, близкими к номинальным перед турбиной, на клапанах БП давление дроселируется до 22 МПа (224 кгс/см²) и на 11 ступенях теплоперепада срабатывает до давления промежуточного перегрева 3,92 МПа (40 кгс/см²).

Одной из основных трудностей в создании корпуса ЦВД (при однокорпусной конструкции), особенно для турбин на сверхкритических параметрах, является обеспечение плотности фланцевого соединения горизонтально го разреза в связи с огромными усилиями от перепада давления, воздействующего на корпус, при пониженной из-за высоких температур прочности материала. Фланцы не должны быть слишком массивными, чтобы не снижать маневренности турбины.

Применение двухкорпусной конструкции ЦВД позволяет распределить воздействие перепада давления и температуры между наружным и внутренним корпусами, за счет чего получают приемлемые сечения фланцев, а уровень напряжений удается снизить почти вдвое по сравнению с однокорпусной конструкцией.

При размещении во внутреннем корпусе пяти ступеней на его стенку в зоне регулирующей ступени действует перепад давления около 7,55 МПа (77 кгс/см²) при температуре в камере регулирующей ступени 520°С, а на наружный корпус 9,8 МПа (100 кгс/см²) при температуре между корпусами 430°С, что позволяет обеспечить для внутреннего и наружного корпусов примерно одинаковые запасы прочности, а разбавка температурного перепада ведет к снижению дополнительных температурных напряжений.

Паровпускные патрубки ЦВД приварены к наружному корпусу, а с горизонтальными внутренним корпусом соединены теплоподводящим соединением с уплотнительными кольцами ти-

на паровых. Уплотнительные кольца приварены к наружным. Спиральные слои создают предвзятые контактные напряжения на внешней поверхности кольца, обеспечивающие начальное уплотнение. При подъеме давления пара происходит самоуплотнение колец: давление, действуя изнутри, прижимает кольцо к горизонтальной внутренней корпусу, а осевой перепад давления прижимает кольцо торцом к пазу на трубке, уплотняя и этот стык.

Внутренний корпус подвешивается в наружном у горизонтального разреза на двух лапах толщиной 60 мм на торце стороны генератора и на двух толщиной 50 мм у торца стороны регулятора. Небольшая толщина лап обеспечивает сохранение центровки «верх-низ» внутреннего корпуса относительно наружного в работе.

Сохранение центровки в боковом направлении обеспечивается двумя вертикальными шпонками, установленными на торцевой стенке внутреннего корпуса со стороны паровпуска, и двумя осевыми шпонками, установленными на цилиндрической части внутреннего корпуса на стороне паровпуска (по одной из названных шпонок установлено на нижней и верхней половинках корпуса).

В осевом направлении внутренний корпус фиксируется в наружном тангенциальными шпонками, выполненными заднюю с фланцами горизонтального разреза, опорная поверхность которых совпадает с плоскостью осей паровпускных патрубков.

Диафрагмы 6–9-й и 10–11-й ступеней устанавливаются в двух обоймах, которые вместе с наружным корпусом образуют кольцевую камеру первого отбора, отделяет с одной стороны от межцилиндрового пространства, с другой от полости выхода ЦВД.

Кольца концевых уплотнений размещены непосредственно во внутреннем корпусе, в обоймах, установленных в наружном корпусе, и в корпусах уплотнений, приболоченных к наружному корпусу. Для ловления эффективности цикла и снижения температуры пара на участке переднего концевое уплотнения пара, текущий на участке уплотнений во внутреннем корпусе, отводится двумя трубами Ø 50 мм в промежуточную часть за 6-ю ступень, а на уплотнение во внешнем корпусе поступает пар из межцилиндрового пространства. Вместе с тем течение пара в межцилиндровом пространстве интенсифицирует при пусках из холодного состояния прогрев внутреннего (в начальный период) и наружного корпусов, а при работе на номинальном режиме с установившимися температурами несколько охлаждает внутренний корпус в зоне паровпуска, облегчая условия работы крепежа фланца горизонтального разреза.

Одна из особенностей ЦВД заключается в использовании однопорного РВД, опирающегося на стороне регулятора на подшипники, а на стороне генератора — на РСД. Такое решение сокращает длину турбины, уменьшает трудоемкость ее изготовления, повышает устойчивость работы валопровода, но определяет некоторую специфику центровки роторов.

3.4. ЦИЛИНДРЫ СРЕДНЕГО И НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

Корпус ЦСД со стороны регулятора опирается лапами верхней половины на среднюю опору и прицентрован к ней аналогично корпусу ЦВД, а со стороны генератора соединяется с корпусом ЦНД вертикальным фланцем.

Взаимная центровка корпусов цилиндров среднего и низкого давления обеспечивается установочными болтами на вертикальном фланце.

Цилиндр среднего давления турбин К-300-240 выполнен однокорпусным, и пар, подаваемый в корпус, сразу попадает в кольцевую паровпускную камеру с полной дугой подвода, образованную корпусом цилиндра, обоймой диафрагм 1—4-й ступеней и обоймой концевое уплотнения. Паровпускная камера не плотная: уски диафрагменного уплотнения первой ступени прилегают к зазорам 0,05 мм по точечной поверхности обоймы уплотнений, и пар с высокой температурой через это уплотнение сразу попадает на концевое уплотнение.

Тепловой перепад в ЦСД срабатывается на двенадцати ступенях. В соответствии с тепловой схемой из ЦСД производятся три регенеративных отбора пара, для каждого из которых требуется довольно значительная камера отбора. Для упрощения конфигурации корпуса ЦСД, что улучшает его литейные и эксплуатационные характеристики, камеры этих отборов образуются за счет установок обойм диафрагм 1—4-й, 5—8-й, 9—10-й и 11—12-й ступеней (см. рис. 31).

Интенсивный подвод тепла к поверхностям паровпускной камеры ЦСД и недостаточная эффективность системы обогрева фланцев на турбинах К-300-240 приводила к значительным перепадам температуры в пусковых режимах по ширине фланца горизонтального разреза, вследствие которых являлись значительные деформации фланцев с раскраснением разреза по внутреннему контуру до 2 мм. Однокорпусная конструкция ЦСД обуславливала также значительное ускорение РСД на стационарных режимах.

Поэтому при модернизации турбины ЦСД выполнен двухкорпусным. Крепление и центровка внутреннего корпуса в наружном выполнены аналогично тому, как сделано в

ЦВД. Во внутреннем корпусе устанавливаются соловый аппарат 1-й и диафрагмы 2—4-й ступеней. Двухкорпусная конструкция улучшает тепловые состояния зоны паровпуска, устраняя опасность коробления наружного корпуса и повышая маневренность турбины.

Во внутреннем корпусе установлены также две обоймы концевое уплотнения. Пар протекает из камеры между обоймами двумя трубами $\varnothing 62$ мм отводится за 5-ю ступень ЦСД, а в концевое уплотнение на участке внешнего корпуса, как и в ЦВД, подается пар из междоцилиндрового пространства с температурой 454°С.

Паровпускные патрубки прибалчиваются к наружному корпусу и соединяются с горловинами внутреннего корпуса теплоподвижными соединениями с поршневыми кольцами.

В модернизированной турбине применена новая конструкция соединения корпуса уплотнений с корпусом ЦСД, обеспечивающая независимость тепловых расширений соединений узлов.

Ротор ЦСД выполнен комбинированного типа: цельнокованый в части среднего давления, а в час низкого давления с насадными дисками.

Три выхлопных патрубка, объединенных в ЦНД, имеют сложную конфигурацию для обеспечения аэродинамики выхлопа. Они воспринимают массу обоймы ЦНД и диафрагм, а через встроенные в них опоры — массу и динамические нагрузки от РСД (частично) и РНД, передавая их на фундамент. Кроме того, на выхлопные патрубки действует перепад давления от атмосферного до вакуума, суммарное усилие от которого из-за больших габаритов патрубков очень велико.

Выполнение встроенных опор уменьшает габариты турбины, а также длину РСД и РНД, что играет существенную роль в обеспечении приемлемых прогибов гибких роторов.

В части второго и третьего потоков ЦНД представляет собой двухкорпусную конструкцию, где роль внутреннего корпуса играет обойма ЦНД, в которой установлены диафрагмы двух потоков, выполнены паровпускная камера и камеры 8-го и 9-го отборов из обоих потоков. Обойма устанавливается в выхлопном патрубке с обеспечением полной свободы тепловых расширений при сохранении взаимной центровки.

На верхней половине обоймы имеются два патрубка, через которые осуществляется подвод пара из ЦСД через ресиверы в паровпускную камеру обоймы. Значительная разница в температурах паровпускной части обоймы и выхлопного патрубка (около 200°С)

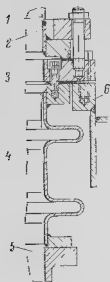


Рис. 35. Соединение патрубка обшивки ЦНД и ресивера с корпусом ЦНД

1 - ресивер 2 - выпуклый фланец, 3 - прокладочное кольцо, 4 - корпус ресивера, 5 - обшивка ЦНД, 6 - корпус ЦНД

определяет необходимость эластичного соединения патрубков обшивки с наружным корпусом (рис. 35). Компенсатор устанавливается с предварительным натягом.

От нижней половины обшивки отходит патрубка 6, 8 и 9-го регенеративных отборов, которые через переходный патрубок выводятся поперек оси турбины к подогревателям низкого давления.

Так как выпускные патрубки обладают способностью противостоять внешнему давлению, они не рассчитаны на восприятие внутреннего избыточного давления, которое может возникнуть, например, при отключении циркуляционных насосов. Для защиты от возрастания давления внутри ЦНД на верхней половине выпускного патрубка каждого потока выполнено по атмосферному (предохранительному) клапану мембранного типа, которые срабатывают при давлении 4,9–9,8 кПа (0,05–0,10 кгс/см²).

На верхних частях выпускных патрубков установлены масляные баки для аварийного маслоснабжения, каждый из которых соединен со своим опорным подшипником.

Опасным режимом работы для ЦНД является режим холостого хода, особенно после сброса нагрузки. В результате вентиляции на 3–5-й ступенях ЦНД происходит нагревание протекающего через проточную часть пара до 200–250°С с быстрым разогревом элементов прочной части выпускного патрубка до 150–170°С. Такой разогрев снижает освобождающую частоту вращения дисков последних ступеней РНД, определяет резкое изменение относительных расширений РНД и уменьшение радиальных зазоров по ступеням, а также представляет опасность для выпуклости трубок конденсатора. Поэтому в турбине было предусмотрено охлаждение выпускных патрубков путем впрыска конденсата через отверстия коллекторов, расположенных горизонтально поперек оси турбины в переходном патрубке. При эксплуатации выявился ряд недостатков этой системы: неравномерное охлаждение выпускных патрубков,

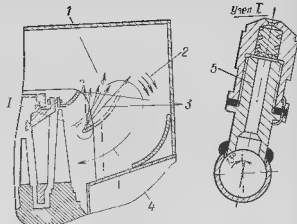


Рис. 36. Схема охлаждения выпускного патрубка турбины.

1 - основной поток пара; 2 - сепаратор крупных капель влаги; 3 - конус распыла конденсата; 4 - обратный поток; 5 - форсунок

большой расход конденсата, недостаточное охлаждение рабочих лопаток последней ступени, появление эрозии на выходных кромках рабочих лопаток последней ступени в прикорневой зоне.

При модернизации турбины на основании учета аэродинамики последней ступени на режимах холостого хода и малых нагрузок разработана новая система охлаждения выпускных патрубков (рис. 36). В каждом потоке ЦНД на передней кромке торообразной направляющей вставки устанавливаются кольцевые коллекторы с форсунками таким образом, что конус распыла пересекает основной поток пара, не затрагивая направляющих вставок и рабочих лопаток последней ступени. При малых нагрузках и холостом ходе пар выходит преимущественно через периферийную зону рабочих лопаток, подхватывает распыленный форсунками конденсат, частично испаряет его и за счет этого охлаждается. Увлажненный пар омывает детали выпускного патрубка, температура которого на режимах холостого хода и малых нагрузках не превышает температуры насыщения.

Образование обратного вихревого течения в корневой зоне рабочих лопаток создает подсос охлажденного пара в проточную часть, что приводит к охлаждению рабочих лопаток 5-й и даже 4-й ступени. При этом из-за резкого изменения направления движения потока, подсосываемого в проточную часть, пар освобождается от капель испарившейся влаги и тем самым значительно уменьшается эрозия выходных кромок рабочих лопаток.

Рот низкого давления выполняется с насадными дисками. Значительное расстояние между опорными подшипниками № 3 и 4 определило установку довольно длинной промежуточной части муфты между РСД и РНД

3.5. ОБОГРЕВ ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ КОРПУСОВ

Хотя турбина предназначена для несения базовой нагрузки, в проекте заложены конструктивные мероприятия, повышающие ее маневренность, в частности паровой обогрев массивных фланцев и шпильки наружных корпусов ЦВД и ЦСД.

Отношение масс металла стенки наружного корпуса и фланца в зоне паровпуска, прогреваемых через единичную внутреннюю поверхность, для ЦВД турбины равно 1:3,95, а для ЦСД 1:3,13. При пуске турбины из холодного и неостывшего состояния фланцы корпусов значительно отстают от сопряженной с ними стенки по среднеинтегральной температуре, что способствует возникновению значительных термических напряжений, следствием которых может быть деформация корпуса. Шпильки в прогреве отстают от фланца, и в них возникают дополнительные термические напряжения, ускоряющие релаксацию напряжений первоначальной затяжки.

Возникающие при пуске из холодного состояния значительные относительные расширения между РВД и наружным корпусом ЦВД определены в первую очередь тем, что масса корпуса в несколько раз превышает массу ротора. Кроме того, теплоотдача от пара к ротору значительно интенсивнее, чем к корпусу в межцилиндровом пространстве.

Перечисленные выше факторы и вызывают необходимость обогрева фланцевого соединения корпусов ЦВД и ЦСД. В турбинах К 300 940 греющий пар, отбираемый из межцилиндрового пространства ЦВД, пропускается по коробам, приваренным к наружной поверхности фланцев наружного корпуса ЦВД по всей длине, а на ЦСД — в зоне паровпуска и четырех ступеней Шпильки прогреваются пропускаемым через осевое сверление в каждой из них паром из того же источника. Из-за невысокой прочности приварных коробов давление греющего пара распределяется на арматуре до 0,2—0,25 МПа с установкой предохранительного клапана.

Испытания системы обогрева показали ее малую эффективность, что объясняется недостаточной интенсивностью теплообмена из-за низкого давления пара и малой поверхностью подвода тепла, особенно к шпилькам.

В модернизированной системе (рис. 37) греющий пар подводится через сверление в обвязку фланца 2 и, растекаясь по ней, проходит в зазоры между шпильками и фланцами 3, откуда через отверстия 4 выходит в короба 5 обогрева наружной поверхности фланца. Совершив благодаря сваренной в короба горизонтальной перегородке 6 два последовательных хода вдоль фланца, пар отводится в

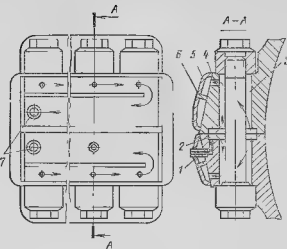


Рис. 37 Обогрев фланцев и шпильки (конструктивная схема)

1 — подвод пара; 2 обвязка; 3 зазор между фланцем и шпилькой; 4 отверстие по фланцу; 5 — короб; 6 перегородка в коробе; 7 отвод пара

трубопровод УП отбора на ПВД № 2. Теплота подводится к шпилькам через внешнюю поверхность, превышающую внутреннюю для шпильки ЦВД и ЦСД соответственно в 8 и 5 раз, а в прогреве фланцев также дополнительно участвуют значительные поверхности отверстий для шпилек. Обогрев фланцев ЦВД организован только на участке, соответствующем межцилиндровому пространству.

Коллекторы подвода пара к ЦВД и ЦСД (см. § 1.4) для возможности индивидуальной регулировки разделены. Благодаря свариванию в короба горизонтальных перегородок рабочее давление в раздаточных коллекторах повышено до 0,39 0,49 МПа (4,0—5,0 кгс/см²), что значительно интенсифицировало теплообмен в системе обогрева. Предохранительные клапаны при этом настраиваются на 0,59 МПа (6,0 кгс/см²).

При проведении пусков из холодного и неостывшего состояний с использованием модернизированной системы обогрева практически не ограничивается темп пуска турбины. Благодаря этому оказались возможным сократить продолжительность пуска из указанных состояний вдвое при значительном улучшении термонапряженного состояния корпусов ЦВД и ЦСД. Обогрев однокорпусного ЦСД практически решил вопрос снижения допустимых значений разностей температуры по ширине фланцев в сечении паровпуска. Перегрев шпилек при работе системы обогрева не наблюдался.

Следует указать на возможность использования системы обогрева фланцевых соединений корпусов для ускорения расхолаживания турбины перед ремонтом.

3.1. ПЕРЕДНЯЯ И СРЕДНЯЯ ОПОРЫ ПОДШИПНИКОВ

Опора переднего подшипника воспринимает и передает на фундамент статическую нагрузку от массы корпуса ЦВД, статическую и динамическую нагрузки от РВД, а также участвует в организации тепловых расширений турбины. В опоре установлен опорный подшипник № 1 валопровода турбины; на ней и в ней размещены основные органы системы регулирования и защиты турбины (рис. 3.8).

Опора состоит из корпуса и крышки, разделенной вертикальными разъемами на три части: переднюю 11, промежуточную 10 и крышку опорного подшипника 9. Корпус, являясь силовой конструкцией, служит также картером для слива масла из опорного подшипника и колец автомата безопасности при их испытании маслом. Кроме того, в корпус сливается вода из элементов системы регулирования. В связи с этим корпус разделен поперечной перегородкой на две полости; в месте прохода через перегородку ротора предусмотрено уплотнение, состоящее из маслостойкой и водоотбойника. Система внутренних продольных и поперечных ребер, а также внешних поперечных ребер обеспечивает жесткость корпуса.

Из-за сложной конфигурации корпуса и крышек опоры и относительно низкой температуры их при нормальной эксплуатации опоры для перемещения турбин изготовлены из серого чугуна СЧ 15-32, характеризующегося хорошими литейными свойствами, дешевизной и достаточной прочностью. К достоинст-

вам чугуновых опор относится также довольно низкий коэффициент трения чугуна по стали.

В дальнейшем ХТГЗ перешел на производство сварных корпусов опор из листовой углеродистой стали ВСт3, сохранив основные конструктивные черты литых корпусов. Сварные корпуса изготавливаются в основном из листа толщиной 25—30 мм.

Корпус ЦВД, масса которого является основной статической нагрузкой опоры, своими лапами со стороны регулятора опирается на площадки, специально выполненные по бокам корпуса опоры. Для уменьшения потока теплоты, передаваемой от горячих лап ЦВД, на этих площадках устанавливаются стальные прокатки с канавками по нижней стороне.

На боковых и торцевых (сторона регулятора) стенках корпуса опоры сварены фланцы различной формы для установки узлов регулирования, защиты и присоединения трубопроводов системы регулирования.

На опоре устанавливаются регулятор скорости 6, регулятор давления 8, защитный золотник 7, электрогидравлическая приставка, тахометр 2, блок золотников автомата безопасности 1, аварийный маслосбор подшипника 4 и пр.

В масляном отсеке корпуса, кроме подшипника, находится автомат безопасности на торце РВД и установленный на специальной площадке датчик относительного расширения РВД. В масляном отсеке устанавливается датчик регулятора скорости 8 и привод тахогенератора.

Крышка опоры делится вертикальными разрезами по технологическим соображениям: крышка опорного подшипника обеспечивает натяг по установочному кольцу опорного подшипника, передняя крышка закрывает отсек с датчиком регулятора скорости и трубопроводами системы регулирования; промежуточная крышка снимается в случае необходимости доступа к автомату безопасности.

Для ограниченного доступа к автомату на промежуточной крышке имеется прямоугольный люк, через который можно произвести регулировку пружин колец автомата. Разделение крышки позволяет при проведении монтажной наладки или при ремонте производить работы в одном из отсеков опоры. С этой целью на линии подвода масла к аварийному баку опорного подшипника, установленному на передней крышке, поставлен двухходовой кран, отсекающий при необходимости подачу масла. При работе турбины этот кран должен быть обязательно открыт.

Для устранения протечек по горизонтальному разному на зеркале фланца корпуса, в том числе и на перегородке между поло-

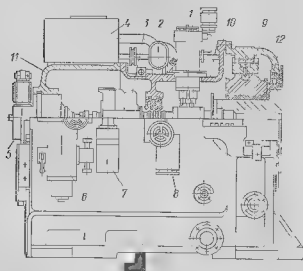


Рис. 3.8 Передняя опора.

1 — изолируемый рычагом автомат безопасности, 2 — тахометр, 3 — золотниковый насос, 4 — аварийный маслосбор, 5 — тахогенератор, 6 — регулятор скорости, 7 — защитный золотник, 8 — регулятор давления, 9 — крышка отсека подшипника, 10 — крышка промежуточная, 11 — кран на линии, 12 — маслостойкий бойник.

ствыми, выфрезерована канавка, в которой собирается просачивающаяся по внутреннему уплотнительному пояску жидкость и сливается обратно в свои отсеки.

В расточке торцевой стенки опоры в месте выхода РВД для предотвращения выбивания масла из опоры установлен маслоотбойник 12. Усик 12 маслоотбойников подгоняются по ротору с зазором 0,3-0,35 мм и не позволяют масляной пленке распространяться по ротору наружу. Важную роль в этом играет усик на роторе, сбрасывающий масляную пленку в жармачи маслоотбойника, откуда масло стекает в корпус опоры.

В нижней части боковых стенок корпуса выполнены выступы, за которые опора скобами крепится к фундаментной плите.

Средняя опора воспринимает и передает

на фундамент нагрузку от масс ЦВД и ЦС¹ а также статическую и динамическую нагрузку от РВД и РСД. В опоре, кроме опорного подшипника № 2, помещаются упорный подшипник, муфта РВД РСД и датчик осевого сдвига ротора. Как и передняя, средняя опора участвует в организации теплового расширения турбины.

Конструктивно опора аналогична передней, она состоит из корпуса и крышек упорного и опорного подшипников. На крышке упорного подшипника выполнен сварной аварийный маслосбок с отдельными отсеками для упорного и опорного подшипников.

Корпус упорного подшипника устанавливается в расточке опоры подтошкой установочных колец так, чтобы люфт в осевом направлении превышал 0,05 мм.

Глава четвертая КОНСТРУКЦИЯ СТАТОРНЫХ УЗЛОВ

4.1. КОНСТРУКЦИЯ КОРПУСА ЦВД

Отливки нижней и верхней половин наружного (внешнего) корпуса (рис. 4.1) массой по 25 т характеризуются простотой формы, отсутствием резких переходов, сложных внутренних камер и ребер, что не только упрощает технологичность их производства, но и способствует более равномерному распределению температуры в корпусе при работе. Толщина цилиндрической стенки конуса в зоне междоцилиндрового пространства — 130 мм, в зоне выхлопа — 75 мм, а наибольшую толщину имеет торцевая стенка стороны паровпуска — 190 мм. Материал корпуса — хромомолибденованадиевая сталь 20ХМФД.

Все паропроводы присоединяются к корпусу приваркой, с тем чтобы избежать концентрации металла в местах присоединения. Приварка паропроводных патрубков 4, омываемых паром с температурой 560°С, к корпусу, металл которого предназначен для работы при температуре до 530°С, выполняется через промежуточную втулку 3 из более жаропрочной стали 15Х1МФ. На длине втулки происходит падение температуры до величины, допустимой для металла наружного корпуса. Уменьшение потока тепла к наружному корпусу в промежуточной втулке путем дуктепскавания от паропроводного патрубка обеспечивается установкой в котловом зазоре трехслойного теплового экрана 7, выполненного из стали 1Х18Н9Т.

Обечайки экрана на одном конце сварены между собой через мебельные болты; разность зазора между обечайками обеспечи-

вается приваркой таких же бонок к внутренним обечайкам в среднем сечении и на другом конце экрана. Экран опирается на кольцевые пояски патрубков и закреплен на нем цилиндрическими штифтами в среднем по длине сечении, что обеспечивает свободу его тепловых расширений.

Сечение фланцев горизонтального разреза и размер, стягивающего их крепежа определяются усилиями от давления пара внутри корпуса, стремящегося оторвать одну его половину от другой. Это усилие только в зоне междоцилиндрового пространства составляет около 34 800 кН. Для его восприятия с обеспечением плотности фланцев горизонтального разреза выполняется ширькой 400 и высотой 300 мм и стягивается шпильками М160×4 с кольцевыми гайками на обоих концах. При температуре пара в междоцилиндровом пространстве 430°С для шпильки и гаек применяется крепежная сталь 25Х2М1Ф (ЭИ-723). Меньшее давление пара в зоне камеры 1 отбора позволяет использовать шпильки М100×4, выполненные из стали 25Х1М1Ф, а в зоне выхлопа — М76×4 из стали 25Х1М1Ф (ЭИ 10), а гайки — из стали 35ХМ.

Подвод пара для обогрева в обихозу фланцев обусловил необходимость предотвращения протечек пара по резьбе между гайками и шпильками (рис. 4.1, Б-Б).

С уменьшением нагрузки ступенчато уменьшается и сечение фланца нижней половины корпуса, в то время как фланец верхней половины, продолжением которого являются опорные лапы, выполняется по всей длине постоянной высоты для обеспечения необходи-

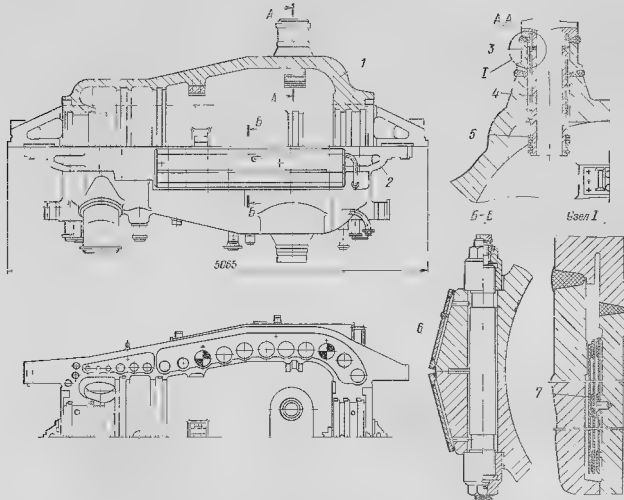


Рис 41 Внешний корпус ЦВД

1 — верхняя половина 2 — нижняя половина, 3 — ступень, 4 — пазуха паровпуска, 5 — кольцо уплотнительное 6 — короб обогрева 7 — экран

мой жесткости опорных лап в местах заделки. Для снижения термических напряжений переход от фланца к стенке выполняется очень плавно радиусом 700 мм.

Для обеспечения соответствующего и неизменного взаимного расположения верхней и нижней половин корпуса с учетом жесткости корпуса и разницы температур этих половин при работе две пары шпилек М160×4 и одна пара шпилек М76×4, разнесенные по длине корпуса, выполняются установочными (суммарный зазор на диаметр не превышает 0,05 мм).

Повышение контактных напряжений на теркате фланцев для обеспечения плотности фланца создается за счет выполнения обнзика на поверхности фланца так, что контакт осуществляется только по внутреннему и внешнему поясам. Обнзка используется также для пропуск пара, обогревающего фланцы и шпильки.

Лапы верхней и нижней половин корпуса выполнены в виде двутавровых балок переменной высоты и ширины по длине; у основания лапы верхней половинны по высоте одинаковы с фланцем. Лапы нижней половинны, передающие нагрузку от массы всего цилиндра только при монтажно-демонтажных работах, имеют гораздо меньшее сечение по сравнению с лапами верхней половинны. Прогноз лап в рабочих условиях менее 0,1 мм.

Для уменьшения радиационного подвода тепла к средней опоре на лапах верхней половинны корпуса со стороны паровпуска установлены теплоовые экраны, представляющие собой тонкоаэстовой стальной кожух, заполненный асбестом.

На внутренней поверхности корпуса выполнены два кольцевых наза для установки обойм диаметром 6 9-й и 10 и 11-й ступеней. а также кольцевые пазы для установки обойм переднего и заднего концевых уплотнений.

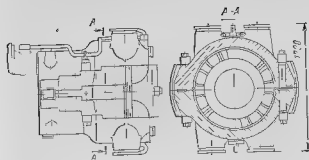


Рис. 4.2. Внутренний корпус ЦВД

Внутренний корпус ЦВД (рис. 4.2) выполнен с горизонтальным разъемом, стягиваемым проходными шпильками, его верхняя и нижняя половинки одинаковы.

Отливки внутреннего корпуса довольно сложны из-за выполнения в них сопловых камер. Оригинальная конструкция камер обеспечивает прогрев корпуса по всей окружности при пуске на регулирующихся клапанах начиная с момента толчка турбины. Благодаря этому обеспечиваются приемлемые термические напряжения в стенках, разделяющих сопловые камеры. Дуга сопл в каждой половине корпуса разделена на три группы, причем две крайние группы соединены между собой.

При развороте турбины и последующем нагружении до 70% номинальной мощности пар одновременно поступает по одному патрубку к верхней и по одному к нижней половине корпуса и, растекаясь по полуокружности, попадает в сегменты сопл, расположенные у разъема. При этом обеспечивается не только равномерность прогрева верха и низа корпуса по всей окружности, но и симметричность паровых усилий на ротор.

Повышение нагрузки до 85% осуществляется подачей пара к среднему сегменту сопл в нижней половине корпуса и до 100% к среднему сегменту сопл в верхней половине корпуса.

Фланцы горизонтального разъема внутреннего корпуса выполнены ступенчатыми по длине в соответствии с изменением перепада давления, действующего на стенку корпуса. Для повышения удельного давления на плоскости разъема выполнены обжимки.

Крепеж корпуса изготавливается из стали 20Х1М1ФТР (ЭП-182), обеспечивающей надежную работу при температуре до 565°С.

Внутренний корпус изготовлен для первых турбин из жаропрочной стали 15ХМФКР, разработанной совместно ЦНИИМАШ и АТГЗ и обеспечивающей надежную работу конструкции до температуры 560°С. Снижение начальной температуры пара позволило перейти к изготовлению его из стали 15Х1М1Ф-Л.

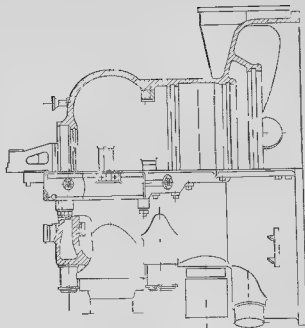


Рис. 4.3. Внешний корпус ЦВД

Чтобы во время эксплуатации турбины предотвратить задиранье и выработку контактной поверхности теплоподвижного соединения внутреннего корпуса с паровпускными патрубками, в горловины внутреннего корпуса установлены втулки, выполненные из стали 20Х1М1Ф1ТР, твердость материала которых доведена до 200-250 НВ. Втулки закреплены в горловинах кольцевыми шпонками.

4.2. КОНСТРУКЦИЯ КОРПУСА СРЕДНЕГО ДАВЛЕНИЯ

В связи с широким диапазоном температур пара, омывающего корпус ЦСД, от 565°С в паровпускной части до 215°С за 12-й ступенью — корпус выполняется сварным из двух частей. Паровпускная часть отливается из жаропрочной хромомолибденованадиевой стали 15Х1М1Ф-Л, а часть корпуса, омываемая паром с температурой 323°С (за 8-й ступенью) и ниже, отливается из углеродистой стали 25Л (рис. 4.3).

Наибольшую толщину стенка корпуса имеет в паровпускной части, где торондальная стенка — до 170 мм, а цилиндрическая — 105 мм; по мере сближения парамистров пара по проточной части толщина стенки ступенчато уменьшается и вся часть корпуса из углеродистой стали выполнена толщиной 50 мм.

Цилиндрическая часть корпуса выполняется на стороне ЦНД увеличенного диаметра для образования кольцевой камеры обвода

пара на II и III потоки ЦНД. Соотношения размеров входного и поперечного сечений камеры выбраны таким образом, чтобы на входе в первый поток по окружности не возникла заметной неравномерности давления, которая могла бы отразиться на надежности рабочих лопаток I-й ступени.

Корпус ЦСД на этой стороне заканчивается вертикальным кольцевым фланцем, который с помощью болтов $M42 \times 4$, выполненных из углеродистой стали, жестко присоединяется к ЦНД. Для плотности разъема сопрягаемые поверхности фланцев прилабраваются.

Корпус имеет горизонтальный разъем, совпадающий с осью турбины, со ступенчатой по длине изменением сечения фланца. Фланец в район паровпускной камеры при ширине 300 мм имеет высоту 420 мм для обеспечения жесткости опорных лап корпуса. По мере уменьшения сечения фланца соответственно изменяются размеры и материал крепежа: шпильки $M100 \times 4$ выполняются из сплава ЭИ-765 на участке паровпуска (позже материал заменен на ЭП-182), шпильки $M64 \times 4$ из ЭИ-723 на участке камеры III отбора, шпильки $M56 \times 5,5$ на участке камеры IV отбора и шпильки $M48 \times 5$ на остальной части из углеродистой стали.

Нижняя половина корпуса по своей форме значительно сложнее верхней: к нижней по ювине на фланцах присоединяются два паровпускных патрубка; из нее выводятся три отбора, причем объемные расходы и конструктивные соотношения определяют выход этих отборов пяти патрубками; кроме того, выводятся два отсоса из камер концевой уплотнения (тремя патрубками). Для уменьшения местных концентраций масс металла все отсоры выводятся через приваренные к корпусу штуцера, к которым привариваются грубо проходы отборов.

На верхней половине корпуса в отсеках камеры отвода пара на II и III потоки ЦНД с обеих сторон выполнены люки, через которые можно производить осмотр рабочих лопаток 12-й ступени РСД и устанавливать балластные проемы в паз на РСД при подбалластковке турбины на электростанции.

При переходе на двухкорпусную конструкцию ЦСД внешний корпус существенно изменен в паровпускной части в связи с установкой внутреннего корпуса, но в зоне за 4-й ступенью остался без изменений. В паровпускной части увеличен внутренний диаметр внешнего корпуса для возможности размещения в нем внутреннего корпуса, уменьшены толщина стенки, в том числе торцевальной до 70 мм, и сечение фланцев горизонтального разъема (высота уменьшилась до 350 мм).

Изменение температурного режима паровпускной части корпуса позволило использовать менее жаропрочные материалы для корпуса стали 20ЛМФЛ, для шпилек стали 26Х2МФ.

Несложной внутренней корпус из стали 15ЛМФЛ, в котором устанавливаются сопловой аппарат и диафрагмы 2-4-й ступеней, подвешивается в наружном корпусе на четырех лапах у разъема, фиксируется в осевом и поперечном направлениях аналогично внутреннему корпусу ЦВД. Отличие имеется лишь в том, что на внутреннем корпусе ЦСЛ выполняется одна вертикальная шпонка в осевой плоскости, на торцевой стенке нижней половины.

На нижней половине корпуса имеются два патрубка, в расточки которых входят паровпускные патрубки, приваренные к наружному корпусу. Конструкция теплоподвижного соединения паровпускных патрубков с внутренним корпусом аналогична описанной в § 4.1.

4.3. КОНСТРУКЦИЯ КОРПУСА И ОБОЙМЫ ЦНД

Трехпоточный ЦНД турбины, как отмечалось в § 3.4, в части II и III потоков представляет собой двухкорпусную конструкцию. Применение обоймы ЦНД при довольно высокой температуре пара на входе в цилиндр позволяет сравнительно просто и, главное, надежно решить вопрос соединения «горячих» и «холодных» частей ЦНД, уменьшить относительно перемещения по проточной части II и III потоков.

Обойма ЦНД, как и любой внутренний корпус, служит для организации проточной части II и III потоков, включая общую для них паровпускную полость, а кроме того, в ней организованы камеры отборов. Использование обоймы для двух потоков предусмотрено ее симметрией относительно плоскости паровпускных патрубков.

Обойма (рис. 4.4) представляет собой цельносварную конструкцию с горизонтальным разъемом. Детали обоймы изготавливаются из листовой углеродистой стали ВСтЗ. Каждая половина обоймы состоит из свальцованной из листа внешней стенки, к которой приварены шесть пересторок в виде полуколец и фланцев горизонтального разъема.

На фланцах нижней половины у торцов обоймы выполнены лапы, которыми обойма опирается на специальные площадки в корпусе ЦНД. На утолщенной части фланца в полости оси паровпусков выполнен вертикальный зуб, фиксирующий обойму в осевом направлении.

Для упрощения центровки обоймы в верти-

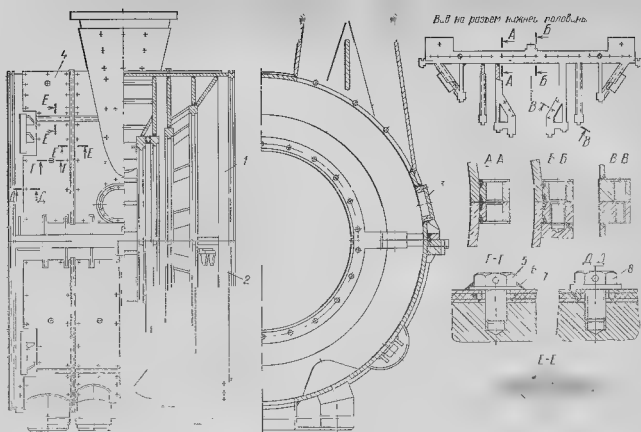


Рис. 4.4. Обойма ЦНД.

1 - верхняя половина, 2 - нижняя половина, 3 - фланец люка, 4 - локан, 5 - борт, фиксирующий локан, 6 - шайба, 7 - болт, 8 - болт крепления экрана.

кальным направлением под лапы устанавливаются прокладки, толщину которых можно менять, а для упрощения распределения осевых зазоров по проточной части по обе стороны зуба в шпоночный паз устанавливаются закладные Г-образные шпонки. Центровка обоймы в поперечном направлении осуществляется осевыми шпонками, приваренными к стенке обоймы в вертикальной плоскости у торцов.

К нижней половине обоймы приварены десять патрубков: один диаметром 700 мм VI отбора и в каждом потоке по два диаметром 350 мм VIII отбора и по две трубы диаметром 450 мм IX отбора.

Для предупреждения температурных деформаций на обойме и паропроводящих патрубках устанавливаются тепловые экраны (см. рис. 4.4, поз. 4), крепление которых и стыковка между собой обеспечивают им свободу тепловых расширений.

Кроме предотвращения деформации обоймы экраны обеспечивают снижение тепловых потерь через стенку обоймы.

Для предупреждения протечек пара по разрезам перегородок на двух центральных перегородках со стороны парозапускной полости приварены фланцы горизонтального разреза, которые через смотровые люки на обойме стягиваются крепежом.

Габариты корпуса ЦНД столь велики (размеры присоединения к переходному патрубку $10,14 \times 7,7 \text{ м}^2$), что по условиям транспортных габаритов корпус разделен вертикальными поперечными разрезами на три части - выхлопные патрубки трех потоков. Каждый выхлопной патрубок горизонтальным разрезом делится на верхнюю и нижнюю половины.

При монтаже турбины нижние половины всех выхлопных патрубков соединяются между собой, причем крепеж располагается не только по внешнему контуру, но с учетом больших нагрузок, действующих на корпус ЦНД, и по нескольким рядам дополнительных вертикальных фланцев, что обеспечивает совместную работу всего корпуса. Для обеспечения вакуумной плотности корпуса разрез-

мы нижних половин выхлопных патрубков завариваются по внешней контуре.

Крежез на этих фланцах болты М30 из углеродистой стали.

Нижние половины выхлопных патрубков являются основными силовыми элементами корпуса ЦНД, воспринимающими как нагрузку от атмосферного давления, так и статические нагрузки от обойми ЦНД и роторов и динамические нагрузки, действующие при падении неуправленности масс роторов. Для обеспечения достаточной жесткости эти части корпуса выполняются «сотовой» конструкции. Внутри корпусов имеется система вертикальных осевых и поперечных ребер, расположенных с шагом 1000-1300 мм, которые в связи с относительно небольшой толщиной (30-40 мм) не представляют значительного сопротивления паровому потоку. Ребра выполняются по всей высоте нижних половин корпуса. В ребрах вырезаны окна для выравнивания давления и перераспределения расхода пара по всему сечению корпуса. С этой же целью к ребрам в зоне выхода пара из последних ступеней приварены торсообразные направляющие лопатки.

Цилиндр низкого давления опирается на фундаментные плиты по периметру, за исключением места присоединения ЦСД, балконом, представляющим собой горизонтально приваренную к корпусу полосу. Жесткость узла приварки полосы обеспечивается мощными ребрами,ходящими до фланца горизонтального разъема. Для предупреждения продольного прогиба балкона по его краю приваривается вертикальное ребро жесткости. Опорная поверхность балкона выполняется в виде отдельных приварных прямоугольных бопок.

К торцевой стенке нижних половин со стороны генератора в I и III потоках и стороны регулятора во II потоке приварены конусы, в которых вырезаны опоры подшипников, а также нижние половины конусов концевых уплотнений. Каждый конус, кроме того, опирается на продольное ребро корпуса. Полукопцо-ложе подшипника опирается на конус поперечным ребром, а также двумя продольными ребрами, между которыми расположен картер подшипника. Внутри конусов ввариваются трубы подвода масла к подшипникам и слива из них, а также трубы подвода пара на уплотнение и отсоса из уплотнения парогордущей смеси.

Картеры подшипников накрываются крышками, на одной из них — на крышке опоры подшипника № 5 монтируется валоповоротное устройство (ВПУ). Крышки имеют вертикальные разъемы, позволяющие иметь независимый доступ к каждому из подшип-

ников для ревизии и к муфтам роторов для установления балансировочных грузов.

Фланцы вертикального разъема верхних половин II и III потоков размещены на внутренней стороне корпуса и стягиваются болтами М30. Фланцы выполнены достаточно мощными и играют замкую роль в обеспечении жесткости верхних половин корпуса. Обычно при вскрытии ЦНД этот разъем не разбачивается.

В турбине К-300 240 верхние половины корпуса ЦНД изготовлены с двойной стенкой: внешний лист толщиной 16 мм, внутренний — 12 мм и вварены между ними ребра перемной высоты, уменьшающейся по мере приближения к фланцу горизонтального разъема. Внешний лист выполнен сплошным, насколько это позволял размер стандартных листов, а внутренние листы выполнены шпирной, соответствующей рассечению между ребрами, накладываются на ребра и привариваются к ним.

В торцевых стенках верхних половин выхлопных патрубков выполнены конусообразные проемы для возможности вскрытия опорных подшипников без вскрытия корпуса ЦНД. На боковых стенках имеются люки-лазы для обслуживания внутренних фланцев и для возможности осмотра рабочих лопаток последней ступени ЦНД при остановах турбины.

Большую роль в обеспечении жесткости верхних половин играет центральное (основое) ребро, связывающее стенку с листом проема.

Поскольку, как показали исследования, экранирование обойми ЦНД не дает достаточного эффекта из-за попадания влажного пара под него, то часть пространства корпуса ЦНД, в котором расположена обойма, отгорожена от основного потока пара.

В ходе эксплуатации выявилась повышенная чувствительность турбины к неуправленности РСД и РНД, причем снятие в ходе балансировочных пусков амплитудно-частотные и фазо-частотные характеристики опоры подшипника № 4 указывали на близость собственных частот системы к рабочей частоте вращения турбины. Опора подшипника № 4 находится в наиболее тяжелых условиях, поскольку наиболее удалена от контура опорания ЦНД на фундамент (опоры подшипников № 3 и № 5 находятся вблизи балконов на торцевых сторонах корпуса ЦНД).

Для изучения природы повышенной вибрации и разработки мероприятий по ее устранению ХТИЗ совместно с ЦКТИ провел исследование динамических характеристик опор турбины на Завиской ГРЭС и более детальное изучение колебаний элементов выхлопных патрубков под воздействием на них динами-

ческих нагрузок на испытательном стенде за-
бота

Результаты исследований использованы
при модернизации ЦНД.

По результатам исследований увеличена
жесткость корпуса ЦНД, увеличены тол-
щины ребер, на которые опираются конусы;
усилен узел связи I и II полоков, образующий
поперечную балку, на которую опираются ко-
нусы подшипников № 3 и № 4, усилено сое-
динение картера с конусом. Кроме того,
установка крепежа на поперечных перегород-
ках, выгораживающих отсек обоймы, обеспе-
чила большую степень участия верхних по-
лов корпусов в системе жесткости опор.

Испытания модернизированной конструк-
ции показали, что потативное опор в верти-
кальном направлении значительно снизилось,
при этом на опоре подшипника № 4 увеличен
интервал между собственной частотой и ра-
бочей частотой вращения турбины. В резуль-
тате резко сократилось число балансировоч-
ных пусков на электростанциях, а некоторые
турбины при пуске из монтажа вообще не тре-
буют подбалансировки в собственных под-
шипниках.

Наряду с изменением конструкции выпу-
скаемых турбин по отработавшей технологии
проведено упрочнение корпусов ЦНД тур-
бин на электростанциях, что привело к зна-
чительному снижению их чувствительности к
небалансу на РСД и РНД и улучшило вибро-
рациональные показатели.

При модернизации корпуса ЦНД одно-
временно улучшились аэродинамические ха-
рактеристики; так, за лопатками последней
ступени каждого потока для более равномер-
ного распределения потока пара по сечению
переходного патрубка дополнительно установ-
лены торообразные направляющие листы.

4.4. ОБОИМЫ ДИАФРАГМ

Обоймы диафрагм предназначены для
размещения в них диафрагм, а также для
образования совместно с корпусом цилинд-
ра камер отбора.

Обоймы ЦВД и ЦСД конструктивно оди-
нковы, отличаются геометрическими разме-
рами, различным числом пазов под диафраг-
мы (определяется теплоперепадом между со-
седними отборами) и материалом, с ко-
го выполняются.

В зависимости от рабочей температуры
обоймы диафрагм изготавливаются из хромо-
молибденованадиевых сталей 15Х1М1Ф-Л.
Обойма I 4-й ступени однокорпусного ЦСД
(рабочая температура выше 500° С),
20ХМФ-Л обоймы 6 9-й ступени ЦВД и
5—8-й ступени ЦСД (температура 400—

500° С), а остальные (температура ниже 400 -
350° С) из углеродистой стали 25Л.

При расчете обойм определяются их дефор-
мация, поскольку прогибы обойм сравнимы с
прогибами диафрагм и должны учитываться
при выборе зазоров в проточной части. Среди
обойм наибольший расчетный прогиб оказал-
ся у наиболее напряженной обоймы 5
8-й ступени ЦСД 0,86 мм. Прогибы
остальных обойм не превышают 0,3 мм.

Обоймы нагружены внешним сжимающим
перепадом давления на стороне входа пара и
раскрывающим горизонтальный разъем пере-
падом со стороны выхода пара. Учитывая та-
кой характер нагружения, крепеж на фланце
горизонтального разреза располагают несим-
метрично: на фланце в камере более высокого
давления достаточно минимального крепежа,
создающего начальное уплотнение разреза,
затем он самоуплотняется, а в камере более
низкого давления крепеж должен обеспечи-
вать плотность разреза. Однако фланцы го-
ризонтального разреза обойм не должны
быть широкими, чтобы не переживались ка-
меры отбора, что создает неравномерности
поля давления не только в камере отбора, но
и в ступенях перед и за отбором.

В качестве крепежа фланцев горизонталь-
ного разреза на обоймах используются
шпильки М36 М42, заворачиваемые во флан-
ец нижней половины, с колпачковыми гайка-
ми. В зависимости от рабочих температур
для крепежа используются стали 25Х2М1Ф
(ЭИ 723), 25Х1МФ (ЭИ-10), а также сталь 35.

На рис 4.5 представлена обойма 10-й и
11-й ступеней ЦВД. На периферии опорного
зуба выполняется гребень шириной 65 мм,
которым обойма устанавливается в расточку
корпуса, опираясь на него в осевом направ-
лении. Перепад давления между соседними
камерами отборов вместе с осевыми усили-
ями, передаваемыми на обойму диафрагмами,
прижимает опорный гребень к пазу в корпусе
цилиндра по пояску шириной 20—22 мм, со-
здавая контактные напряжения, предотвраща-
ющие протечки между камерами.

Совпадение плоскостей опорного гребня и
расточек под диафрагмы в нижней и верхней
половинах обойм обеспечивается установоч-
ными штифтами на горизонтальных разрезах.

Во фланцах верхней половины обоймы вы-
полняются два четыре резьбовых отверстия
под отжимные болты, обеспечивающие при
ремонтных работах снятие верхней половины
обоймы без повреждения диафрагменных уп-
лотнений в нижней половине.

Обоймы диафрагм подвешиваются во
внешних корпусах цилиндров на специальных
шпонках, привинчиваемых к нижней половине
обоймы.

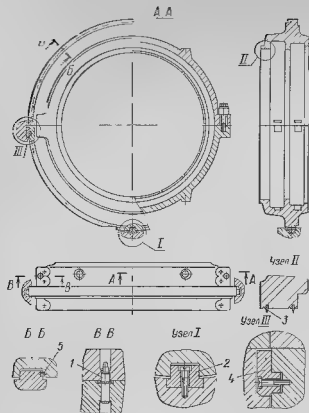


Рис. 45. Обоймы диафрагм 10-й и 11-й ступеней ЦВД.
1 — шпилька установочная; 2 — шпонка установочная; 3 — усик надбандажного уплотнения; 4 — шпонка специальная; 5 — винт установочный.

В поперечном направлении каждая обойма фиксируется установочной шпонкой, которая крепится в расточке под обойму в нижней половине корпуса. Своей призматической частью шпонка с зазором 0,03–0,06 мм входит в паз на опорном гребне обоймы.

Радиальный зазор между обоймой и корпусом цилиндра и установка обоймы на указанных трех шпонках обеспечивают свободу тепловых расширений обоймы относительно более холодного корпуса с сохранением центровки.

Для фиксации начального осевого положения обойм в корпусе на нерабочей стороне опорного гребня устанавливаются винты М12, осевой зазор между этими винтами и расточкой в корпусе цилиндра подгоняется в пределах 0,2–0,3 мм.

В некоторых обоймах, как и в приведенной на рис. 4.5, устанавливаются усики радиальных надбандажных уплотнений 3. Сегменты этих усиков нарезаются из стальной ленты (1Х18Н9Т), зачеканиваются в пазах обоймы и протачиваются по соответствующему профилю. На стыках сегментов оставляются зазоры 0,4–0,6 мм.

Направляющие лопатки, образующие сопловую решетку, конструктивно объединяются в сопловые аппараты или диафрагмы. Основной нагрузкой, действующей на эти узлы, является перепад давления, равномерно распределенный по поверхности, и реактивный крутящий момент.

Наибольший перепад давления действует на сопловый аппарат регулирующей ступени в режиме полного открытия 1-го и 2-го регулирующих клапанов. Сопловый аппарат регулирующей ступени состоит из шести сегментов (см. § 6.1).

Для обеспечения прочности конструкции каждый сегмент выполняется в виде ковкого корпуса с силовыми стойками каплевидного сечения, соединяющими тело и обод, и вваренной в него сопловой решеткой.

Сегменты соплового аппарата заводятся в соответствующую расточку внутреннего корпуса ЦВД. Перетечки из сопловых камер в прочную часть помимо сопловых каналов устраняются прижатием перепадом давления сегментов к расточке корпуса, предварительное прижатие осуществляется винтами на периферии и на внутренней части соплового аппарата. Эти винты предотвращают также вибрацию соплового аппарата при режимах с пульсацией нагрузки турбины.

Перетечки пара в прочную часть из сопловых камер на стыке между сегментами ликвидируются устанавливаемой здесь по тупой посадке уплотнительной шпонкой. С этой же целью устанавливаются специальные шпонки на торцах сегментов у разъема внутреннего корпуса.

Все детали соплового аппарата выполняются из жаропрочной стали 1Х12ВНМФ.

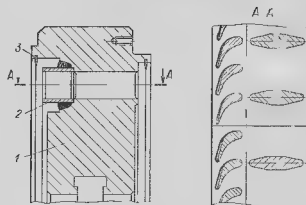


Рис. 46. Диафрагма ЦВД с усиками лопатками и стойками.

1 — тело; 2 — сопловая решетка; 3 — усик уплотнительный.

В ЦВД на 2-11-й ступенях применены диафрагмы с силовыми стойками у узкими направляющими лопатками (рис. 4.6). Наиболее напряженным элементом диафрагм являются стойки у разема, напряжения в которых в 2-4 раза выше, чем в теле диафрагмы.

На диафрагмы ЦВД действуют перепады давления, уменьшающиеся от 2,16 МПа на 2-й ступени до 0,77 МПа на 11-й ступени. Ширина опорного пояса, к которому диафрагмы прижимаются перепадом давления к расточке во внутреннем корпусе или обойме диафрагм и который одновременно является уплотнительным, составляет 15 мм. На внутренней расточке диафрагм выполняется из специального профиля для установки кольца диафрагменного уплотнения, а в диафрагме 2-й ступени устанавливаются два кольца уплотнения.

На ободу каждой диафрагмы как на стороне паровпуска, так и на стороне паровыпуска имеются небольшие кочерыжки, в которых зачеканиваются сегменты усика надбан-тажного радиального уплотнения.

При модернизации турбины в ЦВД установлены диафрагмы с лопатками, имеющими увеличенный момент сопротивления за счет удлинения входной части профиля. Применяя такой способ усиления профиля, можно, не изменяя числа каналов диафрагмы, а следовательно, вибрационной настройки рабочих лопаток, значительно повысить прочностные характеристики диафрагмы и выполнить ее без силовых стоек.

Модернизированная диафрагма (рис. 4.7) изготавливается приваркой сопловой решетки к телу 5 и ободу 1 как со стороны паровпуска, так и со стороны паровыпуска.

Система центровки диафрагм для ЦВД, ЦСД и ЦНД одна (рис. 4.7) диафрагма подвешивается у разьема на специальных шпонках 7, а в поперечном направлении фиксируется установочной шпонкой 8, закрепленной в нижней половине внутреннего корпуса или обоймы. Верхняя половина диафрагмы свободно подвешивается на сегментных шпонках 6 у разьема и при установке на место верхней половины внутреннего корпуса или обоймы опирается на разъем нижней половины. Осевая шпонка на разьеме, закрепляемая обычно на обод или тело верхней половины диафрагмы, фиксирует ее относительно нижней половины в поперечном направлении.

На разьеме тела диафрагмы устанавливаются радиальные шпонки, препятствующие перетечке пара по разьему. Шпонки крепятся винтами на верхней половине диафрагмы и используются также для крепления частей кольца диафрагменного уплотнения. Для уменьшения возможного зазора по разьему

(зависание верхней половины диафрагмы на шпонках) на ободу верхней половины радиально устанавливается винт М12, подогнанный по расточке под диафрагму с зазором 0,2-0,3 мм.

Тела и ободы диафрагм 2-6-й ступеней ЦВД изготавливаются из стали 15Х1М1Ф, направляющие лопатки из стали 1Х12ВНМФ, диафрагмы 7-11-й ступеней соответственно из стали 20ХМ и из стали 1Х13. Багетажки для всех ступеней изготавливаются из стали 1Х13. Прогнобы диафрагм ЦВД на расточке под уплотнение составляют 0,24—0,59 мм.

В ЦСД большие по сравнению с ЦВД высоты направляющих лопаток дают возможность применять широкие профили. Благодаря чему диафрагмы ЦСД выполняются сварными, аналогичными по своей конструкции модернизированным диафрагмам ЦВД.

Значительная линия профиля позволяет выполнять на разьеме состыкованную направляющую лопатку (часть профиля в верхней половине, а часть в нижней половине диафрагмы) и за счет этого сделать у разьема порчальный шпиг.

В связи с переходом к двухкорпусному ЦСД на 1-й ступени вместо диафрагмы устанавливается сварной сопловой аппарат, состоящий из двух полуколен. Эти полуколена заводятся в разьемы в соответствующие расточки нижней и верхней половин внутреннего корпуса и закрепляются у разьема специальными шпонками, обеспечивающими как вертикальную центровку соплового аппарата, так и петровку в поперечном направлении. На стороне паровыпуска к сопловому аппарату, как и к диафрагмам, приварен козырек для надбан-тажного уплотнения 1-й ступени. Тело и обод соплового аппарата изготавливаются из стали 15Х1М1Ф, а направляющие лопатки и багетажки из стали 1Х12ВНМФ.

Для диафрагм ЦСД применяются те же стали, что и для диафрагм ЦВД. Несколько больших размеры диафрагм определяют возрастание прогибов до 0,81-1,85 мм.

Низкий уровень температур и малые перепады давления по ступеням ЦНД позволили применять в турбине К 300-240 литые диафрагмы (рис. 4.8, а) из серого чугуна СЧ 21 40, в которые заливаются стальные направляющие лопатки. Такое исполнение позволяло выполнять криволинейные меридиональные обводы на 4-й и 5-й ступенях. Направляющие лопатки для ЦНД изготавливались из стали 1Х13; для диафрагм 5-й ступени направляющие лопатки выполнялись сварными: к профильной выходной части приваривалась входная часть из двух листов.

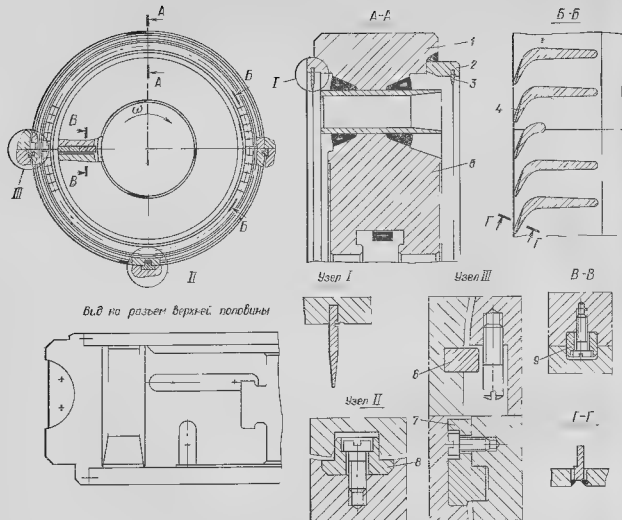


Рис. 4.7. Диафрагма ЦВД с усиленными направляющими лопатками

1 — обод, 2 — козырек, 3 — у.ш. надбандажного уплотнения, 4 — лопатка направляющая, 5 — тело, 6 — лопатка сегментная, 7 — шпилька, 8 — пластина установочная, 9 — шпилька

Система подвески и центровки диафрагм ЦВД аналогична описанной выше, лишь установочная шпонка перенесена на диафрагму. Диафрагмы 5-й ступени в отличие от всех других имеют фланцы горизонтального разреза, которые стягиваются шпильками М30. Нижняя половина диафрагмы опирается этими фланцами на специальные опоры в обойме ЦНД.

Из-за значительных размеров диафрагм возникают существенные прогибы на расстоянии до 3 мм на диафрагме 2-й ступени.

В модернизированной турбине диафрагмы всех ступеней ЦНД выполнены сварными из углеродистой стали с использованием для направляющих лопаток и бандажей стали IX13. Для оптимального меридионального обвода периферийные бандажи на 2–5-й ступенях выполнены коническими.

На диафрагмах 1–3-й ступеней на стороне паровыпуска приварены козырьки надбандажного уплотнения, а на диафрагмах 4-й и 5-й ступеней крепятся козырьки, ограничивающие поток газа периферии рабочих лопаток.

В диафрагме 5-й ступени (рис. 4.8, а) тело и обод выполняются литыми из стали 20, причем тело для облегчения и удаления отводимой внутриканальной сепарацией влаги охлаждается с внутренней полостью.

Направляющая лопатка 3 для этой диафрагмы изготавливается сваркой из двух штампованных листовых заготовок.

Для внутриканальной сепарации влаги на входном участке направляющей лопатки со стороны спинки выполняется радиальная щель на длине 390 мм. Полости лопаток соединяются с кольцевыми каналами, выполненными в теле и ободе диафрагмы; из канала г-об-

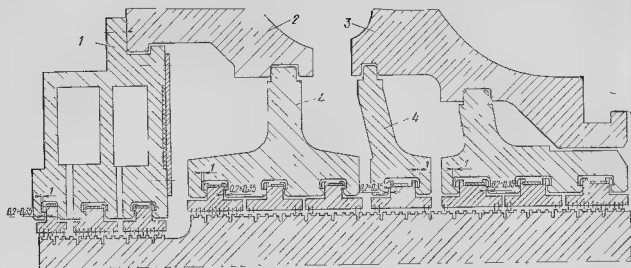


Рис. 49 Конусное уплотнение ЦСД (двухкорпусного).
1 — корпус уплотнений, 2 — внешний корпус ЦСД, 3 — внутренний корпус ЦСД, 4 — обобщенный уплотнений

тием руки при монтаже можно проверять подвижность каждой части уплотнительного кольца.

Торцы частей уплотнительного кольца тщательно подгоняются друг к другу для уменьшения трения по стыкам. Поскольку температура уплотнительного кольца из-за интенсивного теплообмена с паром всегда несколько выше, чем узла, в котором оно установлено, то на стыках частей кольца для обеспечения температурных расширений без дополнительного нагружения пружин выполняются зазоры порядка 0,1 мм.

В верхних полукруглых узлах статора на разъем устанавливаются специальные винты против сплывания частей кольца при монтажно-демонтажных работах и пробочкавания их при заделывании ротора.

Для ЦВД и ЦСД кольца в основном изготавливаются из стали 15ХМ, а для ЦНД и крайние кольца уплотнений ЦВД и ЦСД изготавливаются из стали 20.

Для изготовления пружин используются жаропрочный материал — сплав ХП35ВТ (для колец во внутренних корпусах ЦВД и ЦСД), сталь 25Х2М1Ф и сталь 4Х13 (для колец с температурой пара до 350°С).

В турбине применяется жидкостная автоматизирующая схема концевых уплотнений (рис. 4.10). На схеме указаны параметры пара и количество узлов между камерами. Промежуточные отсосы пара в протоковую часть из уплотнений внутренних корпусов и в систему регенерации обеспечивают эффективное использование энергии пара протечек.

Наличие вакуумного отсоса из уплотнений ЦВД и ЦСД ставит крайние участки концевых уплотнений этих цилиндров в условия,

близкие уплотнениям ЦНД, и позволяет отстипно решить «запирание» уплотнений всех цилиндров. Для этого в предпоследнюю по ходу пара камеру подводится пар с давлением, несколько превышающим атмосферное (0,11 МПа) и температурой 187°С, а из последней камеры осуществляется отсос пара воздушной смеси эжектором уплотнений. Разрежение, создаваемое эжектором уплотнений, невелико — 2 кПа, но его достаточно, чтобы не было выбивания пара из уплотнений при нормальном их состоянии.

Подвод пара на уплотнения ЦВД и ЦСД с температурой ниже, чем у пара, текущего вдоль уплотнений из протоковой части, снижает температуры ротора на этих участках, близких к цапфам (холодным частям ротора), омываемым маслом, и тем самым уменьшает температурные gradients в роторах.

При предпусковом прогреве и разгоне турбины режим работы концевых уплотнений ЦВД и ЦСД в связи с возрастанием давления пара в корпусах, начиная от вакуума, претерпевает значительные изменения.

Для иллюстрации рассмотрим динамику режима в уплотнении однокорпусного ЦСД турбины К 300 240. Схема работы этого уплотнения на номинальном режиме (рис. 4.11, а) несколько отличается от схемы для двухкорпусного ЦСД.

При наборе вакуума и развороте турбины до частоты 8,3–15 с⁻¹ давление внутри корпуса ниже давления пара, подводимого к предпоследней камере, и уплотнение работает в соответствии со схемой (рис. 4.11, а).

При дальнейшем повышении частоты вращения примерно до 37 с⁻¹ давление в корпусе становится равным, а затем начинает превы-

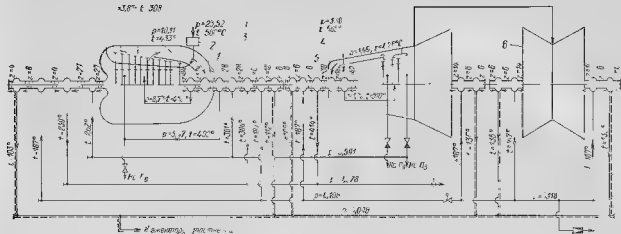


Рис 4 10. Схема концевых уплотнений турбины.

1 ЦВД, 2 Блок газораспределения, 3 грейлер-грейтель; 4 блок клапанов промежуточного ЦСД, 5 ЦСД, 6 ЦНД

шать давление подводимого пара, что ведет к ограничению зоны его распространения (рис 4 11. б)

Набор вакуума в разворот турбины при пусках из горячего состояния сопровождаются расхолаживанием РСД паром, подводимым на уплотнение, на значительной длине, и это расхолаживание тем больше, чем горячее перед пуском ротор. Воздействие этого пара на корпус гораздо меньше благодаря наличию обойм уплотнений и низкого уровня теплообмена на этих режимах в камерах отсосов из уплотнений

При частоте вращения 37 45 с⁻¹ давление в корпусе ЦСД возрастает настолько, что уплотнение паппает работать по номинальной схеме. Но и при работе с большими нагрузками могут возникать отклонения от этой схемы, например может иметь место режим (рис. 4 11. в), при котором пар протечет из корпуса ЦСД доходит до камеры отсоса паровоздушной смеси. Такой режим может быть следствием значительного увеличения ради-

альных зазоров по уплотнениям первой и второй обойм либо снижения давления подводимого пара.

Диафрагменные уплотнения служат для уменьшения перетекст пара помимо решеток направляющих лопаток через кольцевой зазор между телом диафрагмы и ротором. По своей конструкции и применяемым материалам кольца диафрагменных уплотнений аналогичны используемым в концевых уплотнениях.

Диафрагменные уплотнения ступеней низкого давления выполнены гладкими, в кольце по три узла, которые контактируют с цилиндрическими участками ступиц дисков.

4.7. СБОЙМЫ И КОРПУСА УПЛОТНЕНИЙ

Кольца концевых уплотнений устанавливаются непосредственно в профильных расточках внутреннего корпуса ЦВД, в обоймах уплотнений, установленных во внешних корпусах ЦВД и ЦСД и во внутреннем корпусе модернизированного ЦСД, а также в корпусах уплотнений, закрепленных на гребнях внешних корпусов ЦВД и ЦСД.

Обоймы уплотнений вместе с корпусами цилиндров образуют камеры отсоса из уплотнений. Площадь сечений этих камер выбирается таким образом, чтобы скорости пара в них у отводящего патрубка не превышали 25 30 м/с. При этом в камерах почти нет перепада давления в окружаюм направлении, что создает благоприятные условия для работы уплотнений. Отводящие патрубки выполнены в нижних половинах внешних корпусов.

В зависимости от давлений в камерах отсоса, определяемых при выборе схемы уплотнений, в обоймах выполняется от 1 до 4 профильных пазов под уплотнительные кольца.

По своей конструкции, включая способ центровки в корпусах цилиндров, и по характеру воспринимаемых нагрузок обоймы уплот-

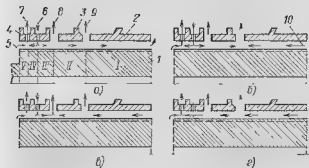


Рис 4 11. Режимы работы концевых уплотнений ЦСД

1 ротор, 2, 3 - обоймы уплотнений, 4 корпус уплотнений, 5 полость воздуха, 6 подпол пара на уплотнение, 7 отсос паровоздушной смеси, 8 отсос пара на Пн, 9 отсос пара на деаэрактор, 10 - утечка пара из проточной части

нений аналогичны описанным выше обоямам диафрагм.

Обоймы уплотнений отливаются из стали 20ХМФ-Л, за исключением первой по ходу пара обоймы ЦСД, омываемой паром самой высокой температуры. Эта обойма выполняется из стали 15Х11МФ-Л. Фланцы горизонтального разреза обойм стягиваются шпильками М27 из стали ЭП-182, завинчиваемыми во фланец нижней половины. Специальные и установочные шпонки, прочный мелкий крепеж изготавливаются из стали 1Х12ВНМФ.

Температура паровоздушной смеси в крайних камерах уплотнений 90°C и подводимого в предпоследнюю камеру «холодного» пара 160°C на номинальном режиме работы турбины намного ниже, чем в соседних камерах вакуумного отбора ЦВД ($t=245^{\circ}\text{C}$ на стороне выхода и $t=305^{\circ}\text{C}$ на стороне паровпуска) и ЦСД ($t=438^{\circ}\text{C}$). Выполнение этих камер в наружных корпусах цилиндров привело бы к значительным термическим напряжениям в этих зонах, к неизбежным деформациям корпусов с раскрытием разреза у роторов и пропариванию в этих зонах. Поэтому две последние камеры на обеих сторонах ЦВД и на ЦСД выделены в отдельные корпуса уплотнений, присоединяемые к торцам корпусов цилиндров.

Камеры подвода пара и отсоса паровоздушной смеси концевых уплотнений I—III потоков ЦВД выполнены на турбинах К 300 240 заодно с выходными патрубками. Такое решение технологично, но создает некоторые неудобства при монтаже и расчетах турбины. Поэтому на модернизированной турбине корпус уплотнений в верхней половине делится съемным.

4.8. УПОРНЫЙ ПОДШИПНИК

Благодаря противоотку в ЦВД и ЦСД осевое усилие на турбине при номинальных условиях и расчетном состоянии проточной части удается почти полностью уравновесить. Однако, поскольку суммарное осевое усилие является разностью больших величин, отклонение степени реакции по ступеням как из-за производственных отступлений по проходным площадям сопла, так и из-за эксплуатационного состояния проточной части (износ уплотнений по проточной части и концевых, образованные отложения в проточной части и т. п.) могут приводить к появлению значительных осевых усилий.

Например, отклонения степени реакции в пределах допусков по ступеням ЦВД на $+3\%$, а по ЦСД на -3% приводит к появлению осевого усилия в сторону регулятора 295 кН.

В начальный период эксплуатации турбин К-300-240 когда валовый режим еще не был отработан, на одной из турбин Приднепровской ГРЭС наблюдалась отлож-

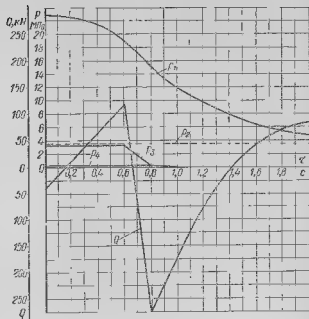


Рис. 4.12 Изменение осевого усилия на роторе при сбросе нагрузки

P_1 — давление на регулирующем клапане ЦВД, P_2 — давление в промежуточной, P_3 — давление за лопатками ЦСД, P_4 — давление перед ЦВД, Q — осевое усилие.

ния осевого усилия, железа и меди на направляющих лопатках 3–5-й ступени ЦВД толщиной до 2 мм и окислов железа под бляшками рабочих лопаток 1–6-й ступени ЦСД толщиной до 10 мм, которые привели к существенному повышению осевого усилия в сторону генератора.

При определении предельного осевого усилия важное значение имеют режимы резких изменений нагрузки на турбине, особенно полный сброс. Как видно из рис. 4.12, в результате резких изменений перепадов давления по ЦВД и ЦСД осевое усилие в течение 2 с трижды меняет свое направление, а величина его изменяется в 4–8 раз.

Для восприятия возможных больших осевых усилий на ротор с изменением их направления (динамическое воздействие) при сбросе в режимах установившегося отдельный упорный подшипник типа Кингсберри — двусторонний с самоустанавливающимися колодками, опирающимися на выравнивающую систему (рис. 4.13).

В подшипнике по обе стороны упорного гребня ротора располагаются по десять одинаковых упорных колодок площадью по 120 см^2 каждая.

При увеличении нагрузки на одну из колодок возникающее перемещение этой колодки передается на обе соседние упорные колодки через опоры выравнивающей системы, отклоняя их в сторону упорного гребня. При этом колодкам уменьшается толщина масляного клина, возрастает давление и происходит пе-

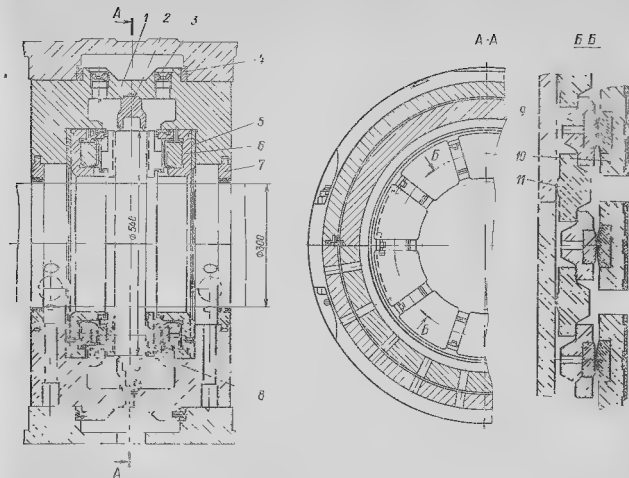


Рис. 4.13 Подшипник упорный.

1 — ротор; 2, 7 — кольцо уплотнительное; 3 — диафрагма; 4, 5 — кольцо установочное; 6 — обойма; 8 — кольцо; 9 — опора верхняя; 10 — кольцо упорное; 11 — опора нижняя

перераспределение нагрузки между колодками. Перераспределение нагрузки происходит как в случае отклонения по толщине отдельных колодок при изготовлении, так и при некотором повороте плоскости упорного гребня, возникающего при эксплуатации.

Такая гибкость системы опор определяет высокую несущую способность подшипника данного типа, превышающую минимум вдвое удельную нагрузку упорных подшипников с колодками, опирающимися непосредственно корпус подшипника.

Упорная колодка выполняется из стали и заливается баббитом Б-83. Для лучшей связи между заливкой и колодкой на поверхности колодки выполняются пазы с профилем «ласточкин хвост». В каждой колодке для контроля температуры баббита устанавливается вблизи рабочей поверхности термометр сопротивления.

Упорные колодки и опоры выравнивающей системы устанавливаются в обоймах, состоя-

щих из двух половин, и фиксируются в приколах и штифтами. Обоймы от проворота фиксируются винтами, устанавливаемыми на разрезе нижней половины корпуса подшипника.

Суммарный осевой масляный зазор (разбег ротора в упорном подшипнике) 0,5–0,6 мм выдерживается за счет пригонки стальных прокладок, устанавливаемых между обоймами и корпусом подшипника.

Для уменьшения потери на трение цилиндрической поверхности упорного гребня ротора о масло над гребнем в корпус подшипника устанавливается уплотнительное кольцо с тангенциальными усиками.

Несущая способность подшипника зависит не только от конструктивного выполнения упорных колодок и выравнивающей системы, но в значительной степени и от организации масляного снабжения подшипника, определяющего условия теплоотвода от колодок. Масло подводится к двум кольцевым проточкам на на-

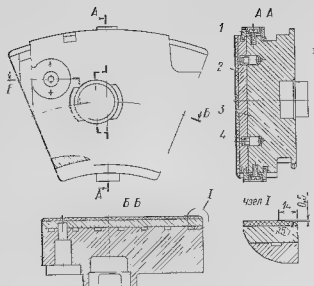


Рис. 4.14 Колодка упорного подшипника.

1 - крышка, 2 - вкладыш; 3 - герметик, 4 - штифт установки.

ружной поверхности нижней половины корпуса подшипника. Из этих протечек по радиальным сверлениям масло поступает в полости ротором и обоймами.

Для предотвращения утечки масла из подшипника на внешней стороне камер установлены уплотнительные кольца с бачковой заливкой. Кольцевой зазор между ротором и уплотнительным пояском 0,15 - 0,25 мм.

Масло под воздействием давления и центробежной силы поступает в тангенциальные зазоры между упорными колодками, а сила трения увлекает его в зазор между упорным гребнем и колодками, создавая масляный клин. Несущий масляный клин между колодкой и гребнем создается за счет скола на небольшой тангенциальной длине передней кромки каждой колодки и в основном за счет смешения в тангенциальном направлении опоры колодки относительно точки приложения равнодействующей гидродинамических сил, действующих на колодку.

Слив масла происходит через четыре отверстия, расположенные в верхней части корпуса подшипника.

В подшипнике применена схема маслосброса с подпиткой сальником (расход масла определяется цессальными губками, установленными на сальнике подшипника), что способствует уменьшению надежности и несущей способности подшипника. При подкачке масла в корпусе подшипника устанавливается избыточное давление, которое приводит к вытеснению из масла воздуха и образованию воздушных пузырей, которые могут бы попасть в масляный клин и привести к его разрыву или даже к разрыву масляной пленки в так называемом тепловом режиме.

Для упорного подшипника самые тяжелые условия складываются при сбросе нагрузки на

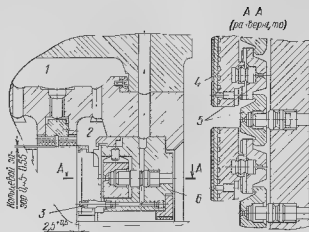


Рис. 4.15 Модернизированный упорный подшипник.

1 - корпус, 2 - вкладыш, 3 - кольцо по оси масла, 4 - колодка упорная, 5 - опора, 6 - обойма.

бросе с потерей питания собственных нужд. При отключении масляных насосов масло из резервного бачка упорного подшипника поступает по системе сверлений к соплам $\varnothing 3$ мм, установленным между упорными колодками вблизи их внутреннего радиуса. Срез сопла находится на расстоянии 2,5 - 3 мм от поверхности упорного гребня.

Подводимое масло попадает на поверхность гребня у его основания, растекается в тонкую пленку по радиусу и вытесляется в зазор между упорным гребнем и упорной колодкой. Такой способ подвода масла при небольшом расходе наиболее эффективен, так как обеспечивается подвод масла к каждой колодке.

Исследования, проведенные на заводском стенде совместно с ВТИ, определили способы повышения несущей способности и надежности подшипника.

Одним из основных мероприятий было изменение конструкции упорной колодки. По результатам испытаний установлено, что неравномерное температурное поле в стальной колодке деформирует ее лоподобием зонтика (выпуклостью к упорному гребню). Такая деформация ведет к уменьшению площади контакта с гребнем, несущая способность колодки и надежность подшипника в целом резко падают.

В новой конструкции упорной колодки (рис. 4.14) на стальное основание 3 с помощью чанков 1 и штифтов 4 крепится тонкая стальная накладка 2 с наваренным на рабочей стороне слоем баббита.

На основании (на стороне накладки) выполнены радиальные канавки прямоугольного сечения, по которым при работе проходит масло, охлаждая наладку и основание.

Введение охлаждения обеспечило выравнивание температурно поля в упорной колдаске и повышение ее средней удельной нагрузки примерно на 30% по сравнению с колдаской без охлаждения при одинаковом уровне температуры баббита.

Улучшение температурного состояния упорных колодок способствовало также увеличению тангенциального расстояния между колодками (улучшение подвода масла в масляный клин) за счет уменьшения количества колодок до 8 на каждой стороне подшипника.

В новом подшипнике (рис. 4.15) опоры нижнего ряда выравнивающей системы опираются на ободку через опоры со сферической поверхностью, что повышает их подвижность и улучшает распределение нагрузки между упорными колодками.

4.9. ОПОРНЫЕ ПОДШИПНИКИ

Опорные подшипники воспринимают радиальные статические (масса роторов) и динамические (центробежные силы неуравновешенных масс роторов, возмущающие аэродинамические силы в проточной части и пр.) нагрузки и фиксируют положение вращающегося валопровода относительно статора. Подшипники в значительной мере определяют надежность работы турбины и оказывают значительное влияние на вибрационные характеристики валопровода.

В турбинах К-300 240 установлены одноклиновые опорные подшипники (рис. 4.16, а) с эвальной расточкой вкладыша и маслосепарующей капайкой в верхней половине вкладыша.

Стальной вкладыш опорного подшипника, имеющий горизонтальный разъем, опирается сферической поверхностью на установочное кольцо, которым подшипник крепится в сплере.

Внутренняя расточка вкладыша заливается баббитом Б 83, причем для лучшего контакта баббита с вкладышем на расточке предварительно протачиваются кольцевые пазы профиля «ласточкин хвост». Сферическая опорная поверхность вкладыша обеспечивает ему необходимую подвижность.

Радиальная установка вкладыша при центровке ротора осуществляется смещением в нижнюю сторону кольца в расточке опоры, для чего на каждой половине кольца устанавливаются на винтах три подушки: по одной на боковых сторонах у разреза и третья внизу (вверх) 4.

Для обеспечения спокойной работы подшипника вкладыши устанавливаются в установочном кольце с небольшим натягом (0,08-0,12 мм). Натяг создается при обтяжке крыш-

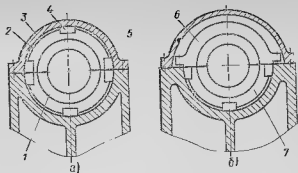


Рис. 4.16. Схемы одноопорного (а) и двухопорного (б) опорных подшипников.

1 — вкладыш, 2 — кольцо установочное, 3 — крышка опоры, 4 — 5 — подушка, 6 — ролик, 7 — ролик.

ки подшипника за счет небольшого зазора по разному установочного кольца.

В осевом направлении подшипник фиксируется буртами установочного кольца. Вкладыш фиксируется в установочном кольце от проворота специальным штифтом в верхней части, а установочное кольцо в свою очередь удерживается от проворота стопорными шайбами, с помощью которых верхняя половина установочного кольца подвешивается в крышке подшипника (опоры).

Подвод масла в опорных подшипниках осуществляется со стороны выходной границы несущего масляного клина, где образуется зона пониженного давления в диффузорной части зазора, благоприятствующая подводу.

По сверлениям в подушке (нижняя половина), в установочном кольце и во вкладыше масло поступает в специальный карман, выфрезерованный на разрезе вкладыша слева (вид с регулятора). Через щель, выполненную по разному нижней половине вкладыша почти по всей длине, масло поступает в зазор между вкладышем и шейкой ротора и, смешавшись здесь с маслом, уже прошедшим через подшипник, поступает по маслосепарующей канавке в верхней половине вкладыша к началу поступеющего клина. Маслосепарация канавка выплывается по винтовой линии, чтобы масляный поток омывал шейку ротора по всей длине для более равномерного охлаждения ее.

Основная часть масла поступает в зазор нижней половины, создавая масляный клин, на который опирается ротор. Количество масла, входящего в несущий слой, практически не зависит от давления в его входном сечении [20], поэтому все избыточное масло вытекает к торцам верхней половины вкладыша. Чтобы масло не выливалось через маслостойник опоры, во вкладыше на стороне маслостойника проточена кольцевая канавка, собирающая

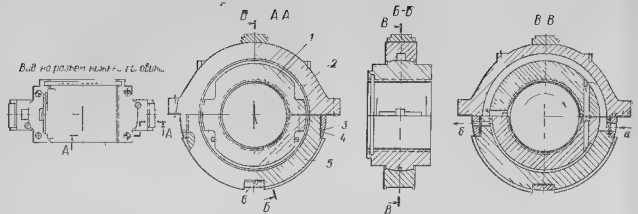


Рис. 4.17. Подшипник, опорный.

а — подвод масла; б — масло к шарикоподшипнику; 1 — вкладыш; 2 — сальник; 3 — протечка; 4 — подшипник; 5 — кольцо удерживающее; 6 — подшипник нижний

масло, а из нее масло стекает через отверстия в нижней половине в картер опоры.

Для контроля за состоянием подшипника во вкладыше каждого подшипника вмонтирован термометр сопротивления, измеряющий температуру баббита.

Во время освоения и эксплуатации турбин К-300-240 на некоторых из них имела место низкочастотная вибрация (25 Гц).

Исследования, проведенные ХТГЗ на Троицкой ГРЭС совместно с ЦКТИ [9], показали, что причиной появления низкочастотной вибрации на турбине была потеря виброустойчивости РВД из-за снижения вертикальной нагрузки на подшипники № 1 при нагружении турбины.

В одноклиновом подшипнике из-за малой ширины баббитовых поясков (при наличии маслосепараторной канавки) в верхней половине вкладыша сколько-нибудь существенное давление в масляном клине не создается и несутся способности масляного клина верхней половины намного ниже, чем нижней половины. Это снижает порог самовозбуждения и устойчивости к случайным возмущениям в одноклиновых подшипниках.

Для повышения порога устойчивости перешли к двухклиновому опорному подшипнику (без маслосепараторной канавки в верхней половине вкладыша) и опорному подшипнику РВД (рис. 4.16, б) с одинаковой несущей способностью обеих половин.

В некоторых случаях низкочастотная вибрация на турбине возникает из-за потери натяга по вкладышу. Причинами ослабления натяга могут быть некачественная сборка, нагрев крышки подшипника паром, выбивающим из конечного уплотнения, вентиляционный нагрев картера и др.

Для предотвращения потери натяга опорных подшипников № 3, 4 и 5 изменена конст-

рукция подшипников. Вместо верхней половины установочного кольца устанавливается бугель, который прижимает вкладыш к опоре.

Переход к конструкции с бугелем повышает надежность подшипника, так как нагрев крышки не ведет к ослаблению или потере натяга. Кроме того, обеспечивается более надежный контроль натяга, а также устраняются протечки масла по горизонтальному разъему крышки подшипника, имевшие место в зоне установочного кольца.

Для осуществления натяга под фланцы бугеля устанавливаются прокладки.

Все опорные подшипники турбины К-300-240-2 выполняются двухклиновой конструкции (рис. 4.17). При этом, как видно из рисунка, несколько изменилась схема основного подвода масла и связи подшипника с аварийным маслобаком — масло подводится к установочному кольцу б справа, по выточке в бугель 2 переводится на левую сторону и через канал в верхней половине вкладыша 1 к началу масляного клина в верхней половине подшипника.

4.10. ВАЛОПОВОРОТНОЕ УСТРОЙСТВО

Валоповоротное устройство вращает валопровод с частотой 0,06 с⁻¹. Окружные скорости на пазах опорных подшипников при указанной частоте недостаточно велики для создания подъемной силы масляного клина, и подшипники работают с полужидкостным трением. Такое устройство относится к типу тихих.

Важное устройство, как и на других турбинах ХТГЗ, при наборе частоты отключается, но в отличие от ранее применявшихся конструкций имеет дистанционное включение наряду с ручным.

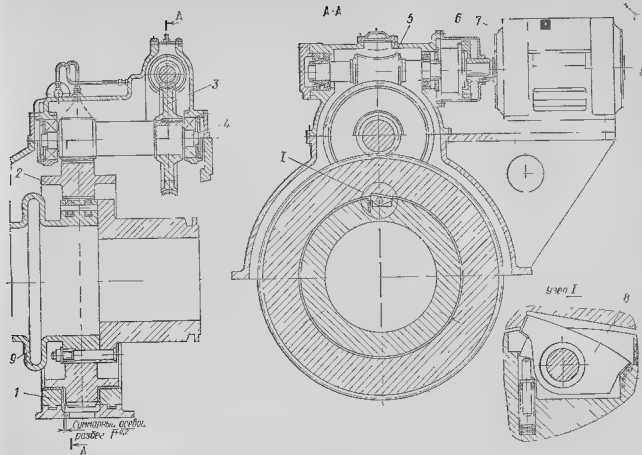


Рис 418 Валооборотное устройство

1 вкладыш, 2 - зубчатое колесо 3 червячное колесо; 4 бал-шестерня, 5 червяк, 6 муфта, 7 электродвигатель 8 - кулак, 9 полушестерня РНД

Валооборотное устройство состоит из электродвигателя и понижающего трехступенчатого редуктора, передающего крутящий момент на зубчатый венец, насаженный на фланец полушестерни РНД (рис 418).

При включении устройства в момент входа шестерни в зацепление с венцом на зубья шестерни воздействует ударная нагрузка, в связи с чем на ряде турбин имело место повреждение зубьев.

Основной задачей модернизации ВПУ было смягчение ударной нагрузки на редуктор при стартовании системы роторов и организация постоянного зацепления в редукторе.

Между двигателем и редуктором для смягчения ударной нагрузки обычно устанавливаются сразу две муфты: втулочная пальцевая, в которой роль втулок выполняют пакеты из четырех резиновых колец, и присоединенная к ней фрикционная многодисковая муфта с сухого трения.

Вторая часть задачи решена применением кулачковой обгонной муфты, вынесенной на

кинematicкой системы редуктора и расположенной между зубчатым колесом 2 и полушестерней РНД 9.

Зубчатое колесо свободно, с зазором 7 мм на диаметр, надевается на фланец полушестерни РНД и опирается на два вкладыша 1, установленные в расточке нижней половины корпуса. Эти вкладыши, заделанные баббитом века по расточке, так и по внутренним торцам играют роль опорно упорного подшипника. Вкладыши стопорятся от проворачивания выступами на средней крышке картера.

По периферии фланца полушестерни РНД под углом 120° в пазах в два ряда установлены по осям кулачки 8 с неравномерными плечами. При стоящем или медленно вращающемся роторе более длинные концы кулачков отжимаются пружинами и входят в специальные пазы на внутренней расточке зубчатого колеса, создавая зацепление. Когда ротор обгоняет зубчатое колесо, кулачки освобождаются и начинают проскакивать по выпуклостям, а при наборе ротором частоты 4,16 с⁻¹ центробежная сила

более тяжелой части кулака преодолевает усилия пружины и кутанг западают в пазы муфты.

Новое валоповоротное устройство оснащено электродвигателем мощностью 55 кВт. Кроме того, устройство надежное в работе и простое, ликвидация вращающегося с высокой скоростью зубчатого венца снизила вентиляционный нагрев в камере подшипника № 3 и аэрацию в нем масла.

Для подшипников турбины с типовым ВПУ (частота вращения валопровода с модернизированным ВПУ 0,09 с⁻¹) включение ВПУ после остановки ротора представляет собой критический момент. При интенсивном подводе тепла от горячих участков ротора к шейке происходит быстрый нагрев шейки, причем температура достигает 100–150°С. При таких температурах возникает пластическое течение баббита вкладыша, масло может превратиться в продукты, не разделяющие поверхности трения. Поэтому важно при останове турбины в горячем состоянии немедленно

включить ВПУ. Преимущество при этом имеет ВПУ в том, что устройство включается при вращающемся валопроводе и не даст роторам остановиться. При этом электродвигатель ВПУ не преодолевает инерцию покоя, так как не нужен большой момент стартового пуск, что повышает надежность работы двигателя.

При длительной работе подшипников на ВПУ при несовершенной смазке из-за ограниченной площади контакта (по неровностям) между шейкой и вкладышем возникают сравнительно высокие удельные нагрузки, в результате чего происходит стирание поверхностей.

При частых пусках турбины, сопряженных с длительной работой на ВПУ, приработка может приводить к появлению выработок глубиной 0,1–0,3 мм, что требует ремонта вкладыша. Поэтому в условиях частых пусков и остановов турбины необходимо при допустимых температурах переходить от постоянной работы ВПУ к периодическому провороту валопровода на 180°.

Глава пятая

КОНСТРУКЦИЯ РОТОРОВ И ИХ ДЕТАЛЕЙ

5.1. ТИПЫ РОТОРОВ И ИХ КРИТИЧЕСКИЕ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ

В ЦВД и ЦСД, где температура на входе превышает 500°С, применяются цельнокованные роторы, которые из-за своей монолитности не только обеспечивают в этих условиях надежную связь дисков с валом, но и являются наиболее технологичными и наименее трудоемкими по сравнению с роторами других типов. Отсутствие в дисках посаженных росточек значительного диаметра способствует снижению напряжений. Жесткость цельнокованных роторов выше по сравнению с роторами тех же габаритов с посаженными дисками.

Поскольку на роторе среднего давления (РСД) размещается также пять ступеней низкого давления, радиальные размеры дисков которых так велики (диаметр равен 1500 мм.), что изготовление качественной локсовки ротора затруднено, то РСД выполнен комбинированного типа: на двусторонь цельнокованого ротора с дисками ЧСД насажено пять дисков ЧНД. Получение качественных поковок для дисков одной или нескольких ступеней ЧНД не представляет трудностей.

Роторы высокого и среднего давления изготавливаются из жаропрочной стали перлитного класса 20Х3МВФА (ЭИ-415).

Ротор низкого давления выполняется с насаженными дисками. Выполнение РНД сварным

при существовавшей в то время технологии сварки роторов, в основном ручной, повышалось бы несколько трудоемкость его изготовления, не давая конструктивных преимуществ. Уровни температур в ЦНД (240–270°С) не создают условий для снятия посадочного натяга между диском и валом при рабочих частотах вращения, поэтому не имеет необходимости в каких-либо специальных конструктивных решениях для сохранения посадки дисков.

Вал и диски изготавливаются из легированной стали 34ХН3МА. Покровка свойственны хорошая прокаливаемость, однородность механических свойств по сечению (что особенно важно для дисков с большой шириной ступицы), а также повышенная ударная вязкость.

Цельнокованные РВД, РСД и вал РНД для контроля качества поковок выполнены с центральным отверстием диаметром 120 мм, концы которого закрываются пробками.

Валопровод турбины состоит из «гибких» роторов, для которых рабочая частота вращения выше первой критической. Расчетные значения критических частот отдельных роторов, а также критические частоты, замеренные на турбинах на электростанциях, приведены в табл. 5.1.

Различие расчетного и действительного значений критических частот определяется тем, что расчеты производились по оценоч-

Критические частоты вращения роторов

Марка турбины	Критические частоты, с ⁻¹	Ротор			
		РВД	Г. 1	РВД	РГ
К 300-240	Ресетельное	36	29,8	31,4	22,8
	Действительное	32,8	29,8	23,8	20
К 300-240-2*	Ресетельное	36,8	29,8	32,3	22,9
	Действительное	32,7	29,8	28,3-30,4	20-21

* С жесткими муфтами между роторами.

пыш значениям жесткости опор и масляной пленки подшипников. Повышение критических частот роторов турбины К-300-240-2 обусловлено в основном переходом к жестким муфтам между роторами.

Критические частоты валопровода определяются критическими частотами составляющих его роторов. Так, для турбины К 300-240-2 (с жесткими муфтами) критические частоты валопровода следующие: $\omega_1 = 20 \pm 2$ с⁻¹, $\omega_2 = 25,8 \pm 26,7$ с⁻¹; $\omega_{ш1} = 30 \pm 30,4$ с⁻¹, $\omega_{ш2} = 32$ с⁻¹.

На турбине К-300-240 имели место практические совпадения двух форм собственных колебаний системы роторов при частоте, близкой к половине рабочей, и резонансные колебания системы РВД споры при частоте 48,4 с⁻¹.

Ужесточение опор (см. § 4.3), проведенное ХТГЗ на выпускаемых и находящихся в эксплуатации турбинах, а также введение жестких муфт позволили распространить критические частоты роторов и сдвинуть частоту резонансных колебаний системы РВД опоры от рабочей частоты.

Для турбины К 300-240-2 резонансные колебания имеют место в зоне 43,3-48,4 с⁻¹.

На некоторых турбинах при нагрузке 120-140 МВт наблюдалось возникновение низкочастотной вибрации (частота 25 Гц), наиболее интенсивной на участке РВД и распространяющейся на весь валопровод с резким возрастанием при нагрузке 240-260 МВт.

В ходе исследований, проведенных ХТГЗ на основе турбин Тренской ГРЭС совместно с ЦКТИ при нагрузке до 260 МВт обнаружено снижение критических частот при подходе к 1 на 16,7-19,6 Гц, что соответствует примерно 30% статической нагрузке подшипника.

Нагрузке были обусловлены темной раскритиковкой опор № 1 и 2 и 3 а также радиальной силой, действующей на РВД из-за асимметрии паровпуска при нагрузке, большей 240 МВт. Разгружение опоры № 3 за часовой раскритиковкой не приводит к интересам

устойчивости вращевого, рывками ротора устойчивости при нагрузке 120-140 МВт связано с переходом в упругое нагружение турбины на регулирующей лопасти. Очевидно, что асимметрия паровпуска при нагрузке, близкой к номинальной, приводит не только к статическому разгрузению подшипника, но и к возмущению возмущающего действия парового потока на РВД.

Модернизация подшипника № 1 (см. § 4.9) и изменение порядка открытия клапанов № 5 и 6, которое приводит к допустимой нагрузке при наборе нагрузки, позволяет снизить низкочастотную вибрацию валопровода до допустимых значений во всем диапазоне нагрузок.

5.2. РОТОР ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

На РВД выполнены полотно дисков регулирующей и 10 последующих ступеней (рис. 5.1). Большой диаметр диска регулирующей ступени ($\varnothing 945$ мм против $\varnothing 843$ мм у остальных) определяется увеличенным теплопереносом на первой ступени для снижения температуры пара, омывающего ротор¹, и необходимостью разнести средние диаметры регулирующей ступени, работающей с исполнительной дугой подвода, и последующих ступеней.

Легкое обточивание 2-11-й ступеней позволяет выдолбить диски этих ступеней большей, постоянной по радиусу толщины 48 мм. Диск регулирующей ступени, омываемый паром высокой температуры и нагруженный более тяжелыми лопатками, имеет конический профиль и ширину обода 55 мм. Выбор такого профиля повышает его сопротивляемость возникновению аксиальных колебаний из-за парциального подвода.

Во всех дисках выполнены 10 систем разгрузочных отверстий $\varnothing 40$ мм для уменьшения осевого усилия на ротор. На дисках регулирующей и 11-й ступеней для установки балансировочных грузов установлены пазы с профилем «ласточкин хвост». На участках ротора

¹ Это имеет главное значение при работе на пике предельно допустимой температуры перегретого пара 580°C.

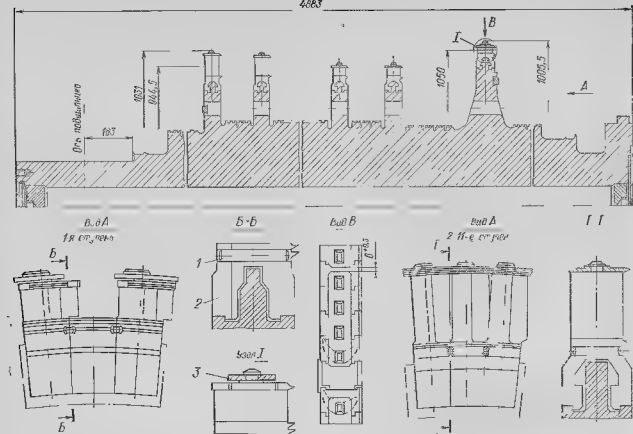


Рис. 5.1. Ротор высокого давления.

1 — штифт замкового 2 — уплотн., 3 — бандж, рычажный

между дисками проточены канавки под усики диафрагменных уплотнений.

Проточная часть ротора занимает около одной трети длины ротора, в то время как длина участков переднего и заднего концевых уплотнений в сумме составляет около половины длины ротора. Значительная относительная длина уплотнений ведет к увеличению высокого давления пара (увеличивается число усиков) и высоким уровнем температур (пост. относительных перемещений ведет к увеличению ширины канавок на роторе). Так, ширина канавок уплотнения стороны паровпуска 8 мм, а на стороне паровыпуска, где относительные перемещения достигают 5 мм, возрастает до 14 мм.

Для уменьшения вероятности возникновения теплового прогиба при заедании усиков уплотнения о ротор в каждой третьей канавке выполнены проточки глубиной 12,5 мм и шириной 3 мм с радиусным скруглением доньшка.

Диаметр переднего концевых уплотнения 337 мм при диаметре по диафрагмен-

ным уплотнениям -565 мм. Уступ позволяет сбалансировать расчетное осевое усилие по РВД и РСД при номинальной нагрузке.

На стороне регулятора на роторе имеется цапфа опорного подшипника диаметром 300 мм. В связи с малой нагрузкой подшипника для повышения устойчивости работы подшипник искусственно взвужается за счет монтажного раскрытия внизу по муфте РВД РСД. На торце ротора на этой стороне на фланце установлен механический автомат безопасности кольцевого типа.

На конце ротора со стороны генератора откован фланец муфты.

Рабочие лопатки РВД, как и остальных роторов, цельнофрезерованные профильные и хвостовая часть является единым целым. Лопатки 2 II-й ступени цилиндрические с ширинной профилем 35 мм. Выходная кромка скругляется (радиус скругления 0,2 мм), несколько свисает с хвоста и сопрягается с ним радиусом 1 мм.

На периферии профильной части лопатки выполняется прямоугольный шип для клепки

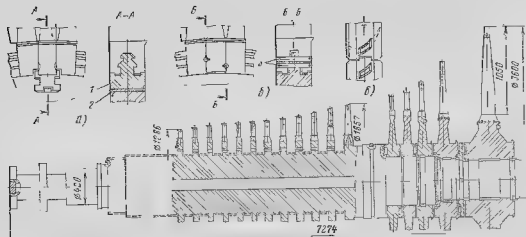


Рис. 53 Ротор среднего давления

а — вид сбоку, 1—3-й ступени, с — установка замковых лопаток 1 — установка замковых лопаток 1, 2 — установка замковых лопаток 2, 3 — установка замковых лопаток 3

Для турбин, несущих базовую нагрузку, т. е. работающих с относительно небольшим числом пусков и остановов, эти проточки не снижают ресурса работы роторов.

При участии турбин К-300 240 в регулировании суточной нагрузки с глубоким разгрузением на ночь и остановами на субботу и воскресенье для предупреждения разрушения РСД от малоциклового усталости может оказаться необходимым увеличить ширину этих канавок и радиус скругления их донных.

На конце ротора со стороны регулятора откованы фланец полумуфты и вблизи него упорный гребень толщиной 80 мм.

На роторе за 12-й ступенью для установки горцевой шпонки, передающей крутящий момент от диска 1-й ступени ЧНД на ротор (описание ротора ЧНД — см § 54) выполнен па небольшой длины бочка диаметром 860 мм.

Балансировочные грузы на РСД турбины К-300 240 установлены в пазы на дисках 1-й ступени ЧСД и 5-й ступени ЧНД.

В турбине К-300-240 2 для снижения уровня вибрации вклинены ступенчатая балансировка РСД при сборке с введением дополнительных балансировочных плоскостей на торце концевых уплотнений, на бочке за 12-й ступенью и на диске 3-й ступени ЧНД, что привело, в частности, к уменьшению масс балансировочных грузов в одной плоскости до 500 г.

Лопатки ЧСД выполнены переменного профиля, который, будучи активным в корневом сечении, по мере удаления от него все более приближается к реактивному, особенно на последних ступенях (рис. 54).

С ростом длины лопатки ширина профиля в корневом сечении увеличивается (с 46 мм на первой ступени до 96 мм на последней),

растет также толщина выходной кромки, скругляемой на 1-й ступени радиусом 0,25 мм, а на последней 0,5—0,6 мм. Выходная кромка на лопатках всех ступеней несколько свисает с хвоста.

На лопатках 1-9-й ступеней имеется по одному шпуну для крепления ленточного бандажа, на лопатках 9-й ступени, кроме того, имеется по одному отверстию для прямого ленточного бандажа; на лопатках 10-12-й ступеней, не имеющих ленточного бандажа, выполнены по два отверстия под гроволочные бандажи, причем на последней ступени в районе отверстия сечение лопатки усилено.

На периферии лопаток 10-12-й ступеней выполнен утоненный профиль на длине 5 мм до 0,5—0,9 мм для предупреждения поломки лопаток при задевании о статор. В случае задевания происходит быстрое истирание утоненного края без передачи какого-либо значительного усилия на корневое сечение лопатки.

Лопатки 1-11-й ступеней крепятся на роторе двухопорными грибовидными хвостами различных типоразмеров в соответствии с указанными выше толщинами дисков: лопатки 12-й ступени крепятся трехопорным хвостом того же типа.

Необходимым условием хорошей работы многоопорного хвоста является равномерность распределения нагрузки по всем опорным площадкам. Это достигается за счет высокой точности обработки хвоста рабочей лопатки и обода диска, а также выбором для лопаток материала с высокими пластическими свойствами, позволяющими за счет подмятия опорных поверхностей при нагружении соединять ликвидировать возможные после сборки зазоры.



Рис. 54 Рабочая лопатка 1-й ступени ротора среднего давления

На РСД для крепления замковых лопаток предусмотрена специальная конструкция замка, при которой рабочая лопатка с обычным для ступени профилем хвоста надевается на замковую вставку, которая затем аксиально заводится в профрезерованный в бочке диска замковый паз и удерживается на 1-й и 11-й ступенях двумя парами запящечков (рис. 53,а), а на 12-й ступени — тремя парами.

Для возможности аксиальной заводки на замковой лопатке срежется свисающая часть выходной кромки. Замковая вставка фиксируется в осевом направлении специальными плоскими стопорами.

На турбинах последующих заказов выполнена фиксация замковых лопаток на 1-6-й ступенях двумя штифтами, устанавливаемыми на стыках с призамковыми лопатками. Для уменьшения дополнительного усилия от замковой лопатки, передаваемого через штифты на хвостовые соединения призамковых лопаток, штифты на этих ступенях прошивают гребень диска, передавая часть усилия непосредственно на него. При этом на 1-3-й ступенях, где из-за высоких температур условия работы более тяжелые, для уменьшения ослабления хвоста замковой лопатки от вершины под штифты разрезают по радиусу (см. рис. 53,б).

Лопатки 1-9-й ступеней связаны ленточными бандажами в пакеты по 6 лопаток. Пакеты на 4-й и 5-й и 8-й и 9-й ступенях, между которыми производятся регенеративные отборы пара из проточной части, перевязаны между собой с помощью соединительных бандажей типа выступ-выпаина.

На 6-й и 7-й ступенях в пакеты устанавливаются дополнительные проволоочные бандажи, которые пропаиваются в отверстиях каждой лопатки. В пакетах 8-й и 9-й ступеней устанавливаются проволоочные демпферные связи, которые относительно легкоплавкой бандажной расплаваются в шахматном порядке и фиксируются только пайкой стоперных пайки на концах.

* Демпферная связь — это проволоочная связь (устанавливаемая свободно (без припайки) в отверстиях рабочих лопаток). Требуемая длина между лопатками и бандажами при колебаниях лопаток, составляет значительную часть энергии, вызывающей колебания лопаток.

Лопатки 10-12-й ступеней пршиты двумя рядами проволоочных связей, играющих роль жестких или демпферных связей. На 11-й ступени проволоки обоих рядов запаиваются в отверстиях каждой лопатки, а на 10-й и 12-й ступенях связи в рядах располагаются в шахматном порядке. Верхняя проволока на 10-й ступени пропаивается в каждой лопатке, а нижняя является демпферной связью с шайбами на концах; на 12-й ступени обе проволоки являются демпферными связями.

5.4. РОТОР НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

Если в конструкции РВД главным является обеспечение работоспособности при высоких температурах, то для РНД, работающего при температуре, не превышающей 240—280°С, главным ставится обеспечение прочности, достаточной для восприятия огромных нагрузок от центробежных сил облопачивания последних ступеней. Центробежная сила лопатки 5-й ступени 1280 кН, таких лопаток на диске 104 шт.

Конструкция должна обеспечивать высокую надежность работы РНД, так как в случае разрушения лопатки или диска последней ступени возникает значительный импульс силы, воздействующий на валопровод. При этом повреждаются опорные подшипники турбины и даже может разрушиться вал РНД.

Ротор низкого давления состоит из вала, посаженных на него десяти дисков с облопачиванием II и III потоков ЧНД и полумуфт (рис. 5.5)*. Расстояние между осями подшипников 4450 мм, а полная длина ротора превышает 6 м. Масса ротора с облопачиванием составляет около 33 т.

Вал ротора в средней части имеет небольшой длины бочку диаметром 860 мм, на торцах которой выполнены пазы под шпунки, связывающие диски с валом. Для упрощения посадки дисков на вал посадочный участок выполнен углубленным на наибольшем диаметре 576 мм насаживаются диски 1-й и 2-й ступеней, а остальные диски на меньших диаметрах (диск 5-й ступени на диаметре 461 мм). Переходы в проточки на валу для уменьшения концентрации напряжений выполнены скругленными радиусами 2—5 мм.

Участки цапф, выполненные на валу, ограничены с одной стороны буртом, в который упирается при посадке полумуфты, с другой — двумя маслятобойными ушками.

Для более качественной балансировки РНД пазы под балансировочные грузы выполнены на турбине К-300 240 т не только на дисках 5-й ступени, а также на дисках 3-й ступени.

* Полумуфты на рис. 5.5 не показаны

180°, крутящий момент последовательно передается от диска 3-й ступени на диск 2-й ступени, далее через диск 1-й ступени на бочку вала РНД. Крутящий момент от дисков 4-й и 5-й ступеней передается торцевыми шпонками на специальное промежуточное кольцо, насаженное между ними на вал с пятаком, а от кольца передается на вал через осевую шпонку. Уровни напряжений в кольце без внешней нагрузки намного ниже, чем в дисках, и концентрации напряжений от шпоночного паза не представляет опасности.

Для предотвращения осевого смещения дисков 1-3-й ступеней при освобождающих частотах вращения диски фиксируются колцевыми шпонками, устанавливаемыми в кольцевые проточки на валу. Шпонки удерживаются на валу за счет того, что они утоплены в прорезках, и их нарушается последующий диск (см. рис. 5.5). Диск 5-й ступени фиксируется сегментными шпонками, которые удерживаются в пазах самим диском.

Для свободного осевого расширения дисков при прогреве между дисками и колцевыми (сегментными) шпонками при монтаже выполняют зазоры, распределенные на две стороны, в сумме от 0,75–0,91 мм на диске 1-й ступени до 1,1–1,9 мм на диске 5-й ступени. С этой же целью предусмотрены осевые зазоры по торцевым шпонкам.

Значительная разница в высотах рабочих лопаток ЧНД определяет разнообразие их конструкций, причем в результате работ по повышению экономичности и надежности ЧНД существует по две три модификации облоачивания для 1-3-й ступеней.

За исключением 1-й ступени, где применяются в основном лопатки постоянно-сеченные, рабочие лопатки выполнены с закруткой, особенно резко выраженной на 5-й ступени.

Лопатки 1-й и 2-й ступеней крепятся на дисках грибовидными двухопорными хвостами и связаны в пакеты ленточными бандажми, причем пакеты на 1-й ступени соединены друг с другом.

Ленточные бандаж выполнены с уплотнительными радиальными усиками. Первоначально на ступенях устанавливались замки (с потерей одной лопатки) на двух штифтах, проходящих через диск обода диска.

В турбинах К-300 240-2 на этих ступенях устанавливаются замковые лопатки на замковых остатках с одной парой заплечиков. На стыках замковой лопатки с призматическими устанавливаются два штифта, проходящих выше грибка обода диска. Бандаж выполнен с поясками жесткости и установлен так, чтобы замковая лопатка была посредине пакета. При модернизации турбины усилена мощность двухопорного хвоста на 1-й ступе-

ни, а на 2-й перешли на трехопорный хвост.

Рабочие лопатки 3-й ступени крепятся на диске двухопорным, а в модернизированных турбинах трехопорным хвостом. Ленточных бандаж на этой ступени, как и на последующих, нет. Здесь до модернизации устанавливались два ряда проволоочных бандажей, раскладываемых в шахматном порядке. Бандаж верхнего ряда являлся жесткой связью, а нижние играли роль демпферных связей.

После модернизации бандаж в рядах смещены и образуют отдельные пакеты лопаток, характер связи по рядам остался прежним. На этой ступени также установили замковую лопатку, причем бандаж располагается так, чтобы лопатка была в середине пакета.

Рабочие лопатки 4-й и 5-й ступеней крепятся на дисках многоопорными хвостами «елочного» типа с торцевой заводкой лопаток. Этот тип хвоста надежно выдерживает в работе нагрузки, для которых грибовидные многоопорные хвосты уже не подходят. В связи с глубоким профилем лопатки в корневом сечении для уменьшения свисания выходных кромок, снижающего установившуюся прочность лопатки, хвост выполняется по дуге окружности.

Хвостовые соединения на этих ступенях отличаются шириной обода 100 и 230 мм. Лопатки фиксируются на диске двумя пластинчатыми стопорами, каждый из которых одним отогнутым концом входит в паз на терце хвоста лопатки, а другой конец стопора отгибается на обод диска.

На 4-й ступени имеются два ряда демпферных трубчатых бандажей, выполненных из стали 1Х13 в установленном в шахматном порядке. Бандаж фиксируется шайбами, которые для уменьшения массы консоли припаиваются у крайней лопатки с внутренней стороны пакета.

Рабочая лопатка последней ступени является одним из основных технических достижений коллектива ХТЗ в данной турбине. Окружная скорость на периферии лопатки достигает 365 м/с, суммарные напряжения в ней около 420 МПа.

Важную роль в предотвращении резонансных колебаний лопаток 5-й ступени играет демпферная связь. В процессе освоения турбины эта связь претерпела значительные изменения.

На рис. 5.7 представлены две модификации, получившие наиболее широкое применение. Втулочная конструкция (рис. 5.7, а), в которой отдельные втулки фиксировались припайкой шайб в каждой лопатке, оказалась надежной и ею были заменены предшествующие модификации на выпущенных ранее турбинах.

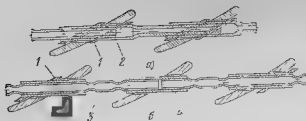


Рис. 57. Бандаж рабочих лопаток 5-й ступени низкого давления.

а — втулочный; б — трубчатый; 1 — шайбы; 2 — бандаж втулочный; 3 — бандаж трубчатый; 4 — втулка

В последнее время ХТЗ перешел на все трудоемкую в изготовлении конструкцию трубчатых связей со втулками (рис. 57, 6). Перемещение втулок относительно труб ограничивается перемещениями на трубках, а перемещение труб относительно рабочих лопаток ограничивается стопорными шайбами, припаянными к втулкам на лопатках, соседних с лопаткой, в которой бандажные трубы стыкуются.

В ходе освоения турбины лопатки последней ступени претерпели незначительные изменения. Для улучшения вибрационных характеристик лопаток несколько изменено положение отверстия под демпферную связь. За счет снятия свисающей выходной кромки в корневом сечении в 2 раза повышены конструктивный предел усталости рабочих лопаток.

Даже при хорошо организованном удалении в паровом потоке на последних ступенях остается значительное количество влаги, поэтому из-за высоких окружных скоростей на шероховатой и невысокой эрозивной стойкости применяемых для лопаток ЧНД хромистых нержавеющей сталей входные кромки рабочих лопаток 4-й и 5-й ступеней упрочняются электроискровой наплавкой сплава Т15К6 (сплав ларбидов, вольфрама, титана и кобальта). Образующаяся чешуйчатая поверхность хорошо сопротивляется эрозии, и упрочненные лопатки работают десятки тысяч часов.

5.5. СОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ МУФТЫ

Применение на турбине одностороннего РВД предопределяло использование жесткой муфты (рис. 5.8, а) для соединения его с РСД, что позволило догрузить малонагруженный спорный подшипник № 1. Жесткие муфты обеспечивают спокойную работу турбин, но предъявляют наиболее строгие требования к центровке роторов. Во фланцах муфты, откопанных на конках РВД и РСД, выполнено десять отверстий для призонных болтов $\varnothing 40$ мм с резьбой М36.

Боты муфты первоначально изготавливались из стали 35ХМ, а гайки и шайбы из углеродистой стали.

Следует отметить, что при прохождении нижней полукружности из-за монтажного раскрытия в крепеже муфты возникают значительные напряжения, которые приводят к смятию шайб и деформации первого витка резьбы гаек.

ХТЗ повысил прочность деталей крепежа, заменив материал гаек и шайб на сталь 35ХМ, а болтов на сталь 25Х1МФ (ЭИ-10). Кроме того, чтобы не создавать при затяжке гаек в этих деталях случайных перегрузок, упорядочен контроль момента затяжки этих болтов: затяжка считается достаточной при удлинении болта на 0,15—0,2 мм.

Ротор низкого давления соединялся на турбинах первых выпусков с РСД и ротором генератора полумуфтами. Полумуфтные муфты, состоящие из пасадных кованых полумуфт и соединительной части с одним или двумя гофрами, допускают некоторый излом линии роторов при работе и несколько смягчают передачу вибрационных колебаний от одного ротора к другому.

При сборке этих муфт излом линии валов недопустим. В случае повреждения лопаточного аппарата ступеней РНД муфта РСД РНД обладает достаточной осевой жесткостью, чтобы не произошло смещения РНД из-за возмущений неуровненности осевого усилия.

На каждом фланцевом соединении муфты РСД — РНД устанавливается по 12 призонных болтов из стали 35ХМ диаметром 55 мм с резьбой М42Х3. На соединительной части муфты имеется гребень для датчика прибора относительных расширений РСД.

При установке турбины в турбогенератором завода «Электросила», опорный подшипник которого выносится в картер подшипника № 5 турбины, осевые размеры муфты РНД РГ влияют на габариты турбоагрегата. Для уменьшения длины турбоагрегата полумуфта на РНД пасаживается фланцем в сторону регулятора, а соединительная часть с одним гофром располагается над втулкой этой полумуфты. Оба фланцевых соединения муфты стягиваются 16 призонными болтами из стали 35ХМ диаметром 55 мм с резьбой М42Х3.

На фланец соединительной части на стороне генератора насаживается зубчатый венец вращающегося устройства Гребень для датчика относительных расширений РНД выполняется на втулке полумуфты, насаживаемой на ротор генератора (РГ).

На муфтах РСД — РНД и РНД РГ, как и на муфте РВД РСД, цилиндрические головки болтов утоплены для уменьшения ген-

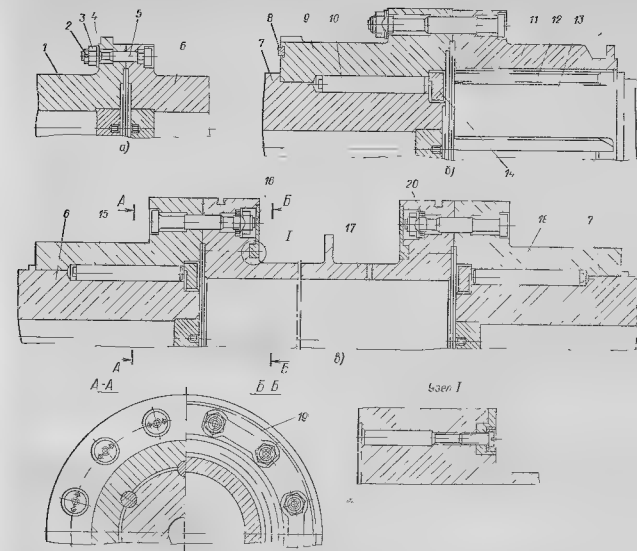


Рис 58. Муфты роторов турбины К 300-240 2.

а - РВД РСД, б - РНД РГ; в - РСД - РНД, г - РВД, 2 - гайка, 3 - шайба, 4 - шайба, 5 - болт, 6 - болт, 7 - РНД, 8 - пружина, 9 - шайба, 10 - шайба, 11 - шайба, 12 - шайба, 13 - шайба, 14 - шайба, 15 - шайба, 16 - шайба, 17 - шайба, 18 - шайба, 19 - шайба, 20 - шайба.

заливки в подрезах отверстий потумуфт, а гайки опираются на фланцы через шайбы и зашлифованы. При этом болты устанавливаются с зазором 0—0,015 мм на диаметр. Гайки и шайбы изготавливаются из углеродистой стали.

Кованые потумуфты полугибких муфт насажены на конусные концы РСД и вала РНД нагорячо. Положение потумуфты фиксируется круглыми гайками.

Крутящий момент между валом и полумуфтой передается призматическими шпонками, которых у полумуфт муфты РСД - РНД по две, а у полумуфт РНД - РГ из-за большего крутящего момента по четыре.

Крутящий момент на муфтах передается за счет трения между их фланцами, создаваемого от усилия затяжки болтов. При этом болты работают на растяжение, только при коротком замыкании на турбогенераторе, при котором на ротор турбогенератора действует тормозящий электромагнитный момент, превышающий номинальный в 6 раз, болты работают на срез.

Насадные потумуфты и соединительные части муфт РСД - РНД и РНД - РГ изготавливаются из стали 34ХНЗМ, применяемой для дисков РНД. Основным требованием к металлу муфт является хорошая пластичность.

В ходе непрерывного совершенствования конструкции муфты РСД — РНД и РНД РГ претерпели существенное изменение. От полугибких муфт перешли к жестким муфтам, обеспечивающим спокойную работу турбины, менее трудоемким и более технологичным. На рис. 5.8 представлены муфты последней модификации.

В муфте РСД — РНД (рис. 5.8, а) соединительная часть выполняется жесткой. Для уменьшения вентиляционного нагрева картера концы болтов с гайками угловлены в кольцевую проточку и закрыты специальным щитком из двух половин. Гайки стопорятся парно специальными шайбами. На фланцах соединительной части выполнены пазы для установки балансировочных грузов при годбалансировке турбоагрегата в своих подшипниках.

Муфта РНД — РГ в модернизированном варианте выполняется без соединительной части (рис. 5.8, б). В связи с применением на турбине нового ВПУ на фланце полумуфты, посаженной на РНД, выполнены два ряда пазов, по три в каждом ряду, в которых уста-

новлены кулаки обгонной муфты. Из-за уменьшения этих пазов количество призовых болтов уменьшено до 12 за счет увеличения их диаметра до 52 мм при резьбе М48Х3. Эти болты размещаются по окружности тремя группами по 4 шт. На этой полумуфте на торце втулки также выполнен паз для установки балансировочных грузов.

Главная конструктивная особенность последней модификации муфт — посадка их на цилиндрические концы валов и переход от призматических шпонок к цилиндрическим штифтам из стали 35ХМ диаметром 50 мм, устанавливаемым по скользящей посадке. Ликвидация шпоночных пазов в полумуфтах значительно уменьшает концентрацию напряжений в этих нагруженных, особенно при коротком замыкании, деталях.

Для предотвращения задираания болтов при монтажно-демонтажных операциях увеличен зазор до 0,02—0,04 мм на диаметр. На всех муфтах контролируется момент затяжки болтов по их удлинению: для муфты РВД — РСД — 0,15 мм, РСД — РНД — 0,2 мм и РНД — РГ — 0,3 мм.

Глава шестая ПРОТОЧНАЯ ЧАСТЬ ТУРБИНЫ

6.1. ЭЛЕМЕНТЫ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ

Располагаемый теплоперепад турбины распределяется на 28 ступенях (с учетом трех потоков в ЦВД всего 38 ступеней). По своему конструктивному выполнению направляющие лопатки выполнены в диафрагмах, а рабочие — на дисках роторов, все ступени относятся к типу активных. Основные характери-

стики проточной части турбины приведены в табл. 6.1.

Обеспечение оптимальных характеристик рабочих решеток всех ступеней способствует положительная реакция (2—3%) у корня лопаток, уменьшающая подсос пар из камеры между диафрагмой и диском. Указанный подсос пара разрушает структуру потока и вызывает потери энергии.

Проточная часть ЦВД состоит из одноступенчатой регулирующей и десяти последующих ступеней с полной дугой подвода пара.

Регулирующая ступень выполнена с шестью соловыми сегментами, объединение которых в группы с указанием количества солов в каждом сегменте представлено на рис. 6.1.

Степень парциальности регулирующей ступени при номинальном режиме для уменьшения потерь на выхлопывание пара из неработающих каналов рабочих лопаток доведена до 93%.

Плавные меридиональные обводы проточных частей ЦВД и ЦСД (однаковые corner-вые диаметры по соседним ступеням, малые разности в высотах решеток соседних ступеней) обеспечивают полное использование вы-

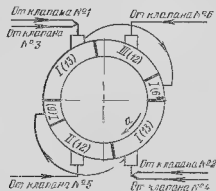


Рис. 6.1 Схема соловых сегментов ЦВД (в скобках указано количество солов в сегменте)

Основные характеристики проточной части турбины К-300-240-2

Наименование	Ступень				
	ЦВД		ЦСД	ЦВД	
	1 я	2 и 3 я	1—12 я	1—4 я	5 я
Средний диаметр ступени $D_{ср}$, мм	1050	900—947	1187—1472	1835—2178	2350
Длина рабочей лопатки l , мм	22,5	29,5—73,5	80—374	154—630	1050
Относительная длина $\theta = D_{ср}/l$	46,7	30,5—12,9	13,8—3,94	11,9—3,46	2,43
Давление пара за ступенью p , МПа	17,7	15,4—3,94	2,71—0,205	0,104—0,083	0,00335
Температура пара за ступенью t , °C	518	465—308	528—147*	147*	6,4**
Степень реакции на среднем диаметре, %	12,0	9—10,5	15,5—41,9	20,7—41,2	58,3
Отношение скоростей u/c_0	0,4	0,48—0,51	0,44—0,63	0,57—0,63	0,82

* Удельная температура за первой ступенью.

* Диаметрная влажность, %.

ходных скоростей на последующих ступенях. Исключение составляет лишь регулирующая ступень ЦВД, где за рабочими лопатками из-за парциальности существует неравномерное поле давления. Для того чтобы эта неравномерность не сказывалась на аэродинамике остальных ступеней, за регулирующей ступенью выполняется камера для выравнивания параметров потока по окружности, в которой выходная скорость гасится. Лучшему выравниванию параметров способствует разница средних диаметров регулирующей и второй ступеней. Увеличение среднего диаметра 1-й ступени, а также некоторое снижение отношения окружной скорости к скорости истечения пара из сопла u/c_0 на номинальном режиме позволили довести тепловой перепад на регулирующей ступени до 71 кДж/кг против 42 кДж/кг на остальных ступенях ЦВД.

Малые относительные длины рабочих лопаток ЦВД позволили выполнить их постоянного сечения. Каналы рабочих лопаток на периферии ограничены ленточными бандажами. Простот проходных сечений по ступеням обеспечивается за счет увеличения периферийных диаметров.

В проточной части ЦВД турбины К-300-240 применены диафрагмы с узкими профилями и с системой силовых стоек (см. § 45). Коэффициент полезного действия ступени с такой диафрагмой оказался недостаточным для турбины такого класса.

В турбине К-300-240-2 использованы диафрагмы без силовых стоек с направляющими лопатками на базе профиля МЭИ с увеличенным за счет удлинения входной части моментом сопротивления (рис. 6.2). Проведенные на ХТГЗ и ЦКТИ исследования показали, что к. п. д. ступеней с такими профилями при

высоте решеток ст 30 мм и выше при оптимальном значении u/c_0 достигает 85—85,5%.

При высокой плотности пара в ЦВД важны конструктивные меры по уменьшению паразитных протечек пара в проточной части. Для уменьшения протечек пара помимо каналов рабочих лопаток выполняется положительная перекрышка по высоте рабочих лопаток и используется система осевых и радиальных уплотнений (рис. 6.3). Перекрышка у корня лопаток 2—11-й ступеней 1 мм, а на периферии с учетом сдвигания струи пара в радиальном направлении перекрышка 1,5 мм; на регулирующей ступени перекрышка у обоих концов лопатки 1,5 мм.

Усики осевых уплотнений выполнены на бандаже в хвостовой части лопаток, а усики радиальных уплотнений (надбандажных) зачеканивают в козырьки диафрагм.

По данным заводских испытаний радиальные уплотнения над бандажами ступени высокого давления повышают экономичность ступени на 1%.

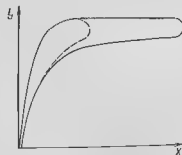


Рис. 6.2 Профиль направляющей лопатки с удлиненной входной частью (пунктиром — исходный профиль)

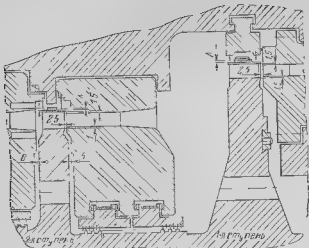


Рис 6.3 Элемент проточной части ЦВД (1-й и 2-й ступени)
(А - радиальный зазор по надбавочным уплотнениям)

Количество усиков в кольцах диафрагменных уплотнений, уменьшающих протечку пара помимо направляющих решеток, изменяется в зависимости от перепада давления 28 усиков на 2-й ступени, 17 усиков на 3-5-й ступенях и по 11 усиков на остальных.

Кольцевые щели шириной 6 мм соединяют проточную часть за 5-й ступенью с межцилиндровым пространством за 9-й ступенью с камерой первого отбора.

Модернизация диафрагм ЦВД, а также уменьшение потерь от утечек за счет установления по проточной части минимально допустимых зазоров позволили достичь внутренний относительный к. п. д. проточной части цилиндра до 84—84,5%.

В проточной части ЦСД, состоящей из 12 ступеней, протекает пар, удельные объемы которого благодаря промежуточному перегреву значительно больше, чем в ЦВД, и интенсивность возрастания их от ступени к ступени также больше, особенно на последних 10-12-й ступенях.

Рост проходных сечений от ступени к ступени достигается, как и в ЦВД, за счет увеличения периферийного диаметра, причем на 10-12-й ступенях угол раскрытия внешнего меридионального обвода больше, чем на предыдущих ступенях.

В соответствии с этим бандажи у ободов диафрагм 1-9-й ступеней выполнены цилиндрическими, а на 10-12-й ступенях коническими; каналы между рабочими лопатками на периферии 1—9-й ступеней ограничены ленточными бандажами, а на 10-12-й ступенях — коническими козырьками, прикрепленными к диафрагмам.

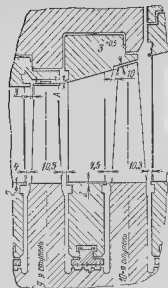


Рис 6.4 Элемент проточной части ЦСД (9-й и 10-я ступени)
(А - радиальный зазор по надбавочным уплотнениям)

Большие высоты релістков позволили при-
менить в проточной части ЦСД диафрагмы с
широкими лопатками, обеспечивающими проч-
ность и допустимый прогиб диафрагм. Это
же определенно использование с 1-й ступени
ЦСД, где $D_{01}/D_{02} = 1,38$, рабочих лопаток с за-
круткой по закону постоянства циркуляции.
Такая закрутка с ростом эффективного угла
выхода из сопла к периферии обеспечивает
примерное постоянство удельного расхода по
высоте решетки, приближает реальную схему
течения пара в ступенях к цилиндрической и
выравнивает поле скоростей по радиусу за
рабочей лопаткой, что уменьшает суммарную
потерю с выходной скоростью и повышает эконо-
мичность последующей ступени.

Значительные величины реакции на пери-
ферии ступеней требуют тщательного выпол-
нения уплотнения перетечек поверху рабочих
лопаток.

На рис. 6.4 представлены две типичные
ступени ЦСД. Ступени с бандажом, как и в
ЦВД, имеют осевые уплотнительные усика
у корня и на бандаже рабочих лопаток, а так-
же по два радиальных уплотнительных усика
над бандажом, установленных в козырьках
диафрагм.

Уплотнение осевых зазоров на 10-
12-й ступенях осуществляется только за счет
усика у корня рабочих лопаток, а протечка
поверх рабочих лопаток уменьшается за счет
относительно небольших радиальных зазоров
между лопатками и козырьками на диа-
фрагмах.

На ступенях с ленточным бандажом выполнены положительные перекрыши на рабочих лопатках, увеличивающиеся по мере роста высоты лопаток от 1 до 3 мм у корня и от 2 до 3 мм на периферии. На 10—12-й ступенях у корня положительная перекрыша 3 мм, а на периферии в турбинах К-300-240 отрицательная перекрыша 2,5—3 мм.

Отсутствие ленточного бандажа при отрицательной перекрыше приводит к ухудшению условий обтекания периферийной аэрозоли рабочей решетки: перетекать поверх концов лопаток из-за разности давлений по обе стороны профиля, суммируясь с потоком протечки пара, текущим поверх ступени, приводит к перераспределению расхода по высоте и к нерасчетному обтеканию концов лопаток.

Выполненная на модернизированной турбине положительная перекрыша и на периферии лопатки уменьшает указанный перетекать и улучшает обтекание концов лопаток.

Осевые зазоры на периферии за 4-й, 8-й и 10-й ступенями увеличены для организации регенеративных отборов пара.

Переход к двухкорпусному ЦСД, исключаящему корольские цилиндры и связанные с этим протечки, проведенная корректировка зазоров проточной части, введение положительных перекрыш по 10—12-й ступеням и другие мероприятия позволили довести к.п.д. цилиндра турбины К-300-240 до 92,0% против 90—90,5% в турбине К-300-240.

Проточная часть низкого давления состоит из трех идентичных потоков по пять ступеней в каждом из них. С ростом осевых объемов, резко выраженным на 4-й и 5-й ступенях, связана одна из основных трудностей проектирования проточной части низкого давления: создание плавающих меридиональных обводов.

Корневой диаметр от первой к последней ступени несколько уменьшается, увеличение проходных сечений по ступеням осуществляется за счет роста периферийного диаметра (рис. 6.5) с использованием при изготовлении диффрагм возможностям литья для выполнения криволинейных меридиональных обводов.

Каналы между рабочими лопатками 1-й и 2-й ступеней ограничиваются ленточными бандажами, а на остальных ступенях — цилиндрическими кожухами диффрагм. На 1-й и 2-й ступенях выполнены радиальные уплотнения в виде усиков на ленточных бандажах. Осевые зазоры не учитываются.

Положительные перекрыши на 1-й и 2-й ступенях выполнены у корня и бандажа рабочих лопаток по 2 мм. На остальных ступенях у корня положительные перекрыши лопаток возрастают до 10 мм. На периферии

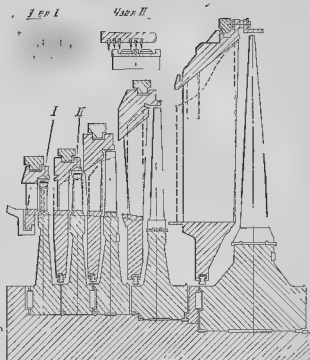


Рис. 6.5 Проточная часть III потока ЦНД турбины К-300-240-2 (пунктиром показаны исходные данные обвода проточной части турбины К-300-240)

отрицательная перекрыша составляет 10 мм для последней ступени (турбина К-300-240). Для турбины К-300-240-2 перекрыша выполнена положительной.

При геновых испытаниях турбин первых выпусков к.п.д. ЦНД оказался значительно ниже расчетного. Следует отметить, что возможность детального обчета ступеней с учетом пространственного потока появилась сравнительно недавно благодаря использованию ЭВМ. Качественные экспериментальные данные по ЦНД, учитывающие взаимное влияние ступеней, связанное с неравномерностью распределения по радиусу между ступенями расходов, полей скоростей, давлений и температур торможения, с паразитными протечками, отборами и т.д., могут быть получены при испытаниях лагунных отсеков проточной части.

Газодинамические исследования, проведенные на турбине Змиевской ГРЭС, помогли определить пути повышения эффективности ЦНД.

Модернизация проточной части заключалась в улучшении меридиональных обводов и привлечении более совершенных профилей. Для уменьшения расхода периферийного обвода несколько увеличены корневые и соответственно периферийные диаметры направляющих и рабочих решеток 1-3-й ступеней и уменьшена высота направляющей лопатки 4-й ступени (см. рис. 6.5). Плоскость периферийного обвода обеспечивается привлечением конических бандажей в новых диффрагмах 2-5-й

ступеней, а также значительными положительными перемещениями на периферии неободаженных рабочих лопаток 3-й и 4-й ступеней. Эти положительные перемещения уменьшают потери от утечки помимо рабочей кромки и при наличии влаги в ступенях способствуют лучшему выгону конденсата.

Большая работа, проведенная ЦКТИ совместно с ХТГЗ по обработке направляющей решетки последней ступени, привела к созданию новой диафрагмы, потери в которой на 15% ниже, чем в диафрагме старой конструкции.

Новая конструкция надбаданных уплотнений 1-й и 2-й ступеней обеспечивает их надежную работу при любых относительных перемещениях ротора один-два удара всегда будут в контакте с поиском на бадаже.

Тепловые испытания модернизированных турбин показали значительное повышение экономичности части низкого давления (значения к. п. д. ЦНД достигают 81-82%).

Работа последних ступеней ЦНД в зоне влажного пара (влажность за 3-й ступень составляет 3%, за 4-й 6% и за 5-й — 8%) приводит к снижению их к. п. д. из-за следующих причин: потери энергии на внутреннее трение между фазами, изменение аэродинамических потерь, потери на разгон капель влаги в межвенцовом зазоре и в канале, ударное (тормозящее) воздействие частиц влаги, попадающих на рабочие лопатки, и т. д.

Анализ потерь от влажности показал, что для ступеней ЦНД потери от торможения рабочих лопаток влагой преобладают над остальными видами потерь [10].

Наличие влаги ведет также к эрозивному разрушению входных кромок рабочих лопаток последней ступени, наиболее сильному на участке верхней гребни длины, что объясняется наибольшими скоростями соударения частиц влаги с лопатками и характером распределения влаги по высоте лопаток.

Основным средством активной защиты лопаток от эрозивного разрушения является уменьшение количества влаги, в основном крупнодисперсной, в проточной части, что одновременно повышает экономичность ступеней за счет уменьшения потерь от влажности. В турбине используются несколько способов удаления влаги.

1. Отсос пароводяной смеси из зазора между 4-й и 5-й ступенями в выхлопной газотрубке удаляется значительная часть влаги в виде капель, концентрирующихся на периферии под воздействием инерционных сил. На входе в камеру на диафрагмах 4-й и 5-й ступеней выполнены специальные козырьки, для того чтобы капли влаги не попадали обратно в проточную часть.

2. Отсос водяной пленки сварных диафрагм 3-й ступени, примененных в турбине

K-300 240 2, с поверхности сопловых лопаток через радиальную щель (см. § 4.5) в периферийной зоне (внутриканальная сепарация). Влага из лопаток попадает в кольцевую камеру в обход диафрагмы и через ряд отверстий отсасывается в пространство выхлопной патрубка.

3. Сепарация влаги из межвенцового зазора 5-й ступени. Капли влаги, концентрирующиеся под воздействием центробежных сил на периферии, отсасываются перепадом давления через зазор между ободом диафрагмы и специальным козырьком над рабочими лопатками.

6.2. ОТНОСИТЕЛЬНЫЕ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ И ОСЕВЫЕ ЗАЗОРЫ

При работе турбины вследствие разницы в граничных условиях теплообмена и отличий в температуре омывающего пара по ротору и узлам статора, разделенным небольшими осевыми зазорами, устанавливаются различные среднестатистические температуры, что ведет к изменению установленных при монтаже зазоров. Эти изменения зазоров зависят также от разницы в коэффициентах линейного расширения материалов ротора и статора. Разница небольшая, поскольку материалы принадлежат к одному классу сталей, но может тем не менее с учетом размеров деталей определить значительную разность расширений.

Изменение зазоров по проточной части в сторону увеличения ведет к ухудшению к. п. д., особенно в ЦВД и ЦСД, из-за увеличения протечки пара помимо рабочих лопаток. Кроме того, при превышении допустимых удлинений или укорочений ротора могут возникнуть осевые задевания по проточной части или концевым уплотнениям, следствием которых может быть серьезное повреждение проточной части.

Для предупреждения осевых задеваний при проектировании турбины производится расчет относительных расширений систем роторов и по его результатам с учетом прогиба диафрагм, перемещений ротора в упорном подшипнике и деформации последнего устанавливаются осевые зазоры по проточной части и концевым уплотнениям.

Расчет температурных удлинений производится для номинального режима и холодового хода после сброса нагрузки. На номинальном режиме рассматриваются установившиеся и неустановившиеся температурные состояния, последнее примерно соответствует пуску из холодного состояния. Поскольку в установившемся режиме РВД нагреваются быстрее, чем статор,

Осевые зазоры по проточной части турбины К-300-240

Наименование зазора	Ступени, мм/септ														
	ЦВД					ЦСД					ЦНД				
	1-й	2-й	3-й	4-й	5-й	1-й	2-й	3-й	4-й	5-й	1-й	2-й	3-й	4-й	5-й
Входной зазор по банде	2	2	2	3	3	3,5	3,0	3,5	3,5	5,5	9	9,5	11	14	17
Выходной зазор по диску	6	7	8	5,8	8	8	5,8	6,3	5,5	6,2	10	10	18	20	—

жиме проверяют уменьшение выходных зазоров по ступеням. На номинальном установившемся режиме проверяют изменен входных зазоров по этим цилиндрам.

В результате расчета относительных расширений по ЦВД установлено, что наибольшее уменьшение входных зазоров происходит при режиме холостого хода: на 1 5-й ступенях на 0,5–1,1 мм, на 6–11-й ступенях на 0,7–0,9 мм. При неустановившемся номинальном режиме уменьшение выходных зазоров составляет 1,9–2 мм на 1-й ступени, 2,2–2,6 мм на 5-й ступени, 4,3–4,9 мм на 6-й ступени, 3,4–5,6 мм на 11-й.

Наличие зазоров отборов, способствующих интенсификации обогрева наружного корпуса ЦСД, и более высокий коэффициент линейного расширения материала корпуса по сравнению с ротором уменьшают входные зазоры по проточной части ЦСД на номинальном режиме. Это уменьшение изменяется равномерно от 0,8 мм на 1-й ступени до 1,4–1,45 мм на 12-й ступени и достигает на 5-й ступени 1 потока низкого давления 1,6–1,9 мм.

На неустановившемся режиме ротор опирается в прогреве статор и выходные зазоры уменьшаются от 1 мм на 1 ступени до 2,9–3,2 мм на 12-й, а по проточной части 1 потока низкого давления это уменьшение составляет от 2,5 до 3 мм.

На установившемся номинальном режиме зазоры по ЦНД почти не отличаются от монтажных. После достижения холостого хода входные зазоры по II потоку увеличиваются на 1 5-й ступенях на 4,2–4,7 мм, а по III потоку уменьшаются на 4,7–5,2 мм. Это происходит вследствие разогрева наружного корпуса ларом, нагревшимся в проточной части из-за вентиляции до температуры 200°С, а также за счет укорочения РСД. Наибольшее уменьшение входных зазоров по II потоку и увеличение на 4,1–4,5 мм по III потоку происходит при неустановившемся номинальном режиме.

На основании приведенных изменений зазоров с учетом упомянутых выше деформаций

цпй установлены осевые зазоры по проточным частям цилиндров, которые приведены в табл. 6.2.

На основании расчета относительных расширений для сечений, в которых установлены датчики приборов относительных расширений роторов, определяются допустимые перемещения. Для немодернизированной турбины эти пределы составляют: РВД +2,0 мм и 2,0 мм; РСД +2,0 мм и 5,0 мм; РНД +7,0 мм и 5,0 мм.

ХТГЗ совместно с ЦКТИ на одной из турбин Новочеркасской ГРЭС проведены не посредственные измерения осевых зазоров в различных режимах на ступенях, в которых ожидалось их наибольшее изменение: 6-я ступень ЦВД, 5-я и 11-я ступени ЦСД.

При этом подтвердилось предположение об отсутствии однозначной зависимости между местными относительными расширениями ротора (ОРР) и соответствующими показаниями штатных приборов ОРР. Это объясняется тем, что при одних и тех же разностях среднеинтегральных температур ротора и корпуса цилиндра распределение температур по этим узлам может быть различным в зависимости от особенностей режима или предшествующего данному режиму теплового состояния.

В одном из опытов при изменении относительного расширения РВД за 3 ч остывания с 1,7 мм до 1,6 мм относительное расширение в зоне 6-й ступени из-за изменения распределения температур по ротору и корпусу (рис. 6.6) изменилось от +1,0 мм до 0,3 мм.

Результаты измерений изменения зазоров представили на рис. 6.7. Из за указанной неоднозначности на рисунке представлены области значений фактических изменений зазоров в контрольных ступенях, соответствующие относительному расширению ротора по штатному прибору. Поскольку экспериментальная область не охватывает всю зону возможных ОРР, то на рис. 6.7 пунктиром представлена с учетом погиба диафрагм графическая экстраполяция ограничивающей зону кри-

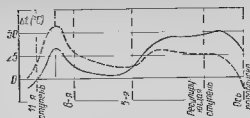


Рис 66 Разность температур ротора и корпуса ЦВД в различных сечениях при остывании турбины. — в начальный момент, --- через 3 ч.

вой до интересующих практических значений.

На основании полученных данных ХТГЗ произведена корректировка допустимых относительных расширений, позволившая повысить маневренность турбины, не снижая надежности ее работы. Так, вместо допустимого укорочения РВД 1,0 мм, что нередко тормозило пуск из неостывшего состояния, установлено предельное значение 2,0 мм.

Уменьшение входных зазоров в проточной части ЦВД при этом практически сохраняется на безопасном уровне, составляя от -1,0 до -1,2 мм, а время прогрева турбины при разворотах после останова на 24-48 ч сокращается примерно на 1 ч. Допустимое укорочение РСД оказалось возможным увеличить с 4,5 до -3,0 мм.

Двухкорпусная конструкция ЦСД предопределила некоторое снижение температуры по-

ружного корпуса по сравнению с однокорпусной конструкцией, что привело к меньшим укорочениям ротора на установившемся номинальном режиме. Входные зазоры на этом режиме по 1-4-й ступеням уменьшаются на 1,12-1,20 мм, а по 5-12-й на 0,94-0,76 мм. Максимальное уменьшение входных зазоров имеет место на режиме отставания прогрева ротора, при котором на 1-4-й ступенях зазоры уменьшаются на 1,69-2,14 мм, на 5-8-й на 2,02-2,4 мм и на 9-12-й на 2,26-2,60 мм. Это уменьшение и является определяющим при выборе входных зазоров.

Уменьшение входных зазоров при неуставившемся режиме работы с отставанием в прогреве статора в модернизированном ЦСД также меньше и по 1-12-й ступеням изменяется от 0,16 мм до 2,42 мм.

По результатам расчетов с использованием сплитных данных об изменении зазоров в проточной части немодернизированного ЦСД установлены зазоры по осевым уплотнениям для модернизированного цилиндра. Зазоры уменьшены на 15-20%, что ведет к уменьшению протечек помимо рабочих лопаток.

Изменение конструкции ЦСД сказалось также на относительных расширениях РСД и связанного с ним РНД, в связи с чем были установлены новые пределы относительных расширений для этих роторов: по РСД +4,0 мм и -2,5 мм, а по РНД +8,0 мм и -5,0 мм.

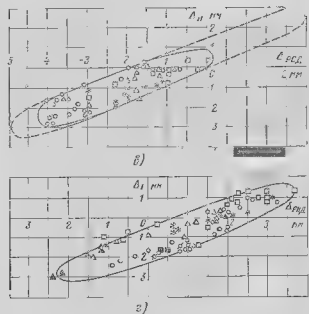
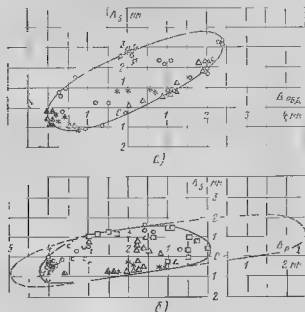


Рис 67 Области суммарных номинальных осевых зазоров

а — 6-я ступень ЦВД; б — 12-я ступень ЦСД; в — 12-я ступень ЦСД; г — 1-я ступень НД. О — стационарный режим, Δ — пуск после 120 ч стояния, $\triangle$ — пуск после 5 ч стояния; * — пуск после 24 ч стояния, $\square$ — пуск после 8 ч стояния, $\circ$ — пуск после 1 ч стояния.

43. РАДИАЛЬНЫЕ ЗАЗОРЫ

Радиальные зазоры по проточной части в значительной степени определяют потери пара, обтекающего через диафрагменные уплотнения сопловые решетки и мидующего рабочие решетки поверх ленточных бандажей. Эти протечки оказывают существенное влияние на к. п. д. ступени.

Повышение параметров пара связано с противоречивыми требованиями к радиальным зазорам по проточной части цилиндров высокого давления: с одной стороны, увеличение плотности пара требует уменьшения этих зазоров по диафрагменным и надбандажным уплотнениям для обеспечения высоких к. п. д. ступеней; с другой стороны, повышение температуры обуславливает необходимость создания относительно больших зазоров для обеспечения надежности работы.

Для удовлетворения этих требований радиальные зазоры по проточной части ЦВД, ЦСД и ЦНД выполнены порядка 0,001 диаметра, как и на выпускавшихся ранее турбинах. Так, зазоры по надбандажным уплотнениям ЦВД и на 1–5-й ступенях ЦСД составляют 1,0–1,2 мм, на 6–9-й ступенях ЦСД 1,2–1,4 мм, а по диафрагменным уплотнениям в этих обоих цилиндрах 0,5–0,6 мм.

По надбандажным уплотнениям 1-й и 2-й ступеней ЦНД зазоры в соответствии с диаметрами возрасали до 1,5–2,0 мм, а зазоры по диафрагменным уплотнениям ЦНД — до 0,6–0,8 мм, причем при выпуске первых турбин радиальные зазоры выполнялись концентричными.

При первых же ремонтах турбин обнаружилась значительная выработка усиков надбандажных уплотнений в нижних половинах ЦВД и ЦСД (в ЦСД зазоры ввиду увеличивались до 3,0–3,5 мм). Выработка усиков надбандажных уплотнений при довольно хорошем состоянии диафрагменных уплотнений объясняется жестким типом усиков, а эластичность конструкции диафрагменных уплотнений предохраняет их усик от значительного износа, прежде всего при пусках турбины.

В связи с этим произведены расчеты для определения радиальных зазоров в ЦВД и ЦСД с учетом основных факторов, влияющих на зазоры при работе турбины.

Одним из определяющих факторов является разность температур между низом и верхом корпуса цилиндра, обуславливающая изгиб корпуса. Как известно, из-за конвективного теплообмена снаружи и внутри корпуса цилиндра его верхняя половина всегда горячее нижней, что ведет к прогибу корпуса вверх с уменьшением радиальных зазоров внизу.

Результаты расчета показали, что прогиб

корпуса ЦВД в районе 1–5-й ступеней достигает 0,91–0,98 мм при разности температур 55°С и 0,74–0,82 мм при разности 45°С; по ЦСД максимальный прогиб в районе 7–9-й ступеней и равняется 0,78–0,77 мм при разности 65°С и 0,66–0,64 мм при разности 35°С.

Значительное уменьшение нижних зазоров происходит также за счет увеличения при прогреве до рабочих температур статического прогиба РВД до 0,4 мм и РСД до 0,5 мм. Уменьшение нижних зазоров по ЦСД происходит и из-за неравномерного прогрева средней опоры, что ведет к подъему корпусов относительно подшипника № 2. 0,2 мм. С другой сто-

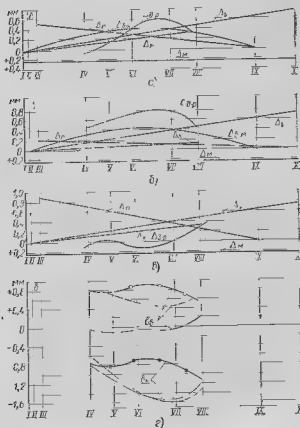


Рис. 68. Изменение радиальных зазоров в ЦСД при пусках и в номинальном режиме

а — пуск из горячего состояния; б — пуск из неостывшего состояния; в — номинальный режим; г — суммарное изменение первого (δ_1) и нижнего (δ_2) зазоров в указанных режимах; Δ_1 — изменение зазора под влиянием вакуума; Δ_2 — изменение зазора под влиянием разности температур верх и низ корпуса; Δ_3 — изменение зазора под влиянием разности температур диафрагмы ротора; Δ_4 — изменение зазора под влиянием нагрева стенок средней опоры; Δ_5 — изменение зазора под влиянием подъема ротора на масляной пленке; I — ось подшипника № 2; II — ось лопатки лопатки ЦВД; III — ось детали; IV — 2-я ступень; V — 5-я ступень; VI — 8-я ступень; VII — 11-я ступень; VIII — 1-я ступень ЦНД; IX — ось попорота корпуса ЦСД; X — ось подшипника № 2; — — — ось попорота корпуса ЦСД; X — ось подшипника № 2; — — — при пуске из горячего состояния; — — — при пуске из неостывшего состояния.

Таблица 6.3

Отклонение радиальных зазоров по проточной части ЦВД и ЦСД от установленных конструктивно

Ступени	Низ	Верх
1—9 я ЦВД	$A^* \pm (0,25 \div 0,4)$	$A (0,25-0,4)$
10, 11-я ЦВД	$A \pm (0,2-0,35)$	$A (0,2-0,35)$
1—12 я ЦСД	$A \pm (0,2-0,35)$	$A - (0,25-0,35)$
1—5-я ЦНД	$A \pm (0,3-0,4)$	$A - (0,3-0,4)$

* A — конструктивно установленный зазор.

роны, нижние зазоры возрастают за счет увеличения при прогреве статического прогиба корпуса цилиндра и его лапца 0,3 мм, а также объема ротора на масляной пленке опорных подшипников на 0,1 мм.

Учет всех факторов показал, что для надежной работы турбины необходимо перераспределение радиальных зазоров между низом и верхом со значительным увеличением нижних зазоров. Рекомендованные отклонения приведены в табл. 6.3.

ХТГЗ совместно с ЦКТИ на одной из турбин Новочеркасской ГРЭС проведено исследование изменения этих зазоров по ЦСД при различных режимах. Результаты измерений зазоров с помощью индукционных датчиков, установленных в проточной части, приведены на рис. 6.8.

Экспериментальные данные подтвердили необходимость перераспределения радиальных зазоров между низом и верхом и позволили уточнить установочные зазоры по некоторым отсекам ЦСД и ЦНД. Такое перераспределение выполняется ХТГЗ, а на выпущенных ранее турбинах выполняется на ГРЭС при капитальных ремонтах.

В табл. 6.4 приведены радиальные зазоры

по проточным частям турбины К-300 240-2. По ступням ЦСД и ЦНД, не имеющим ленточных бандажей, устанавливаются радиальные зазоры, гарантирующие отсутствие задеваний лопаток о статор при самых неблагоприятных режимах. Для 10—12-й ступеней ЦСД зазор 3—3,5 мм, а для 3, 4 и 5-й ступеней ЦНД соответственно 3,5—4,5 мм, 4,5—6 мм и 9,5—11,5 мм, причем увеличенные зазоры по последней и предпоследней ступеням низкого давления выполняются также для лучшего влагоудаления из проточной части.

На рис. 6.9 представлены графики, позволяющие оценивать изменение мощности (к. п. д.) турбины при отклонении радиальных зазоров по проточной части и концевым уплотнениям от расчетных. Этими же графиками можно пользоваться и для отдельных цилиндров (ЦВД или ЦСД), однако с несколько меньшей точностью.

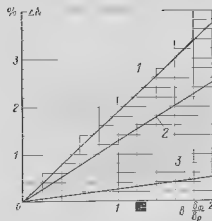


Рис. 6.9 Влияние изменения радиальных зазоров на мощность турбины

ΔL — расчетный зазор, Δz — фактический зазор; 1 — диафрагмальные уплотнения; 2 — концевые уплотнения; 3 — концевые уплотнения

Радиальные зазоры по проточной части турбины К-300-240-2

Наименование, с		Зазор		
		Лопатки	Н	Верх
ЦВД	Диафрагмальные уплотнения 1—11-й ступеней	0,7—0,9	1—1,1	0,6—0,7
	Надбандажные уплотнения 1—11-й ступеней	1—1,2	1,3—1,4	0,9—1
ЦСД	Диафрагмальные уплотнения 2—12-й ступеней	0,8—1	1,1—1,2	0,7—0,8
	Надбандажные уплотнения			
	1—5-й ступеней	1—1,2	1,3—1,4	0,9—1
	6—9-й ступеней	1,5—1,4	1,5—1,6	1,1—1,2
ЦНД	Диафрагмальные уплотнения 2—5-й ступеней	0,6—1,1	1,3—1,4	0,7—0,8
	Надбандажные уплотнения 1—2-й ступеней	1,1—1,3	1,5—1,6	0,9—1

Таблица 6.4

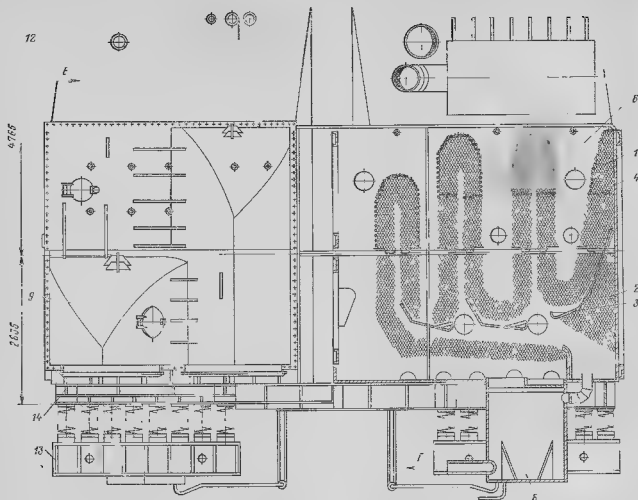


Рис. 7.1 Конденсатор турбины К 300-2 2 (вид с торца)

отсосами паровоздушной смеси состоит из двух симметричных относительно вертикальной оси конденсатора трубных пучков, скомпонованных вокруг воздухоохладителей и образующих проход для пара в нижнюю часть конденсатора. Эта схема наиболее полно отвечает требованиям обеспечения приемлемой аэродинамики парового потока для принятой конструкции выпускной части турбины.

«Ленточная» форма трубных пучков способствует увеличению жидкого сечения на стороне входа пара в трубный пучок за счет увеличения входного периметра (подобные формы трубных пучков встречаются также в зарубежной практике конденсаторостроения).

В трубных пучках, выполненных в виде сложенных лент, со стороны входа пара образуются внешние сужающиеся каналы для увеличения входного периметра и уменьшения глубины пучка, а на стороне выхода пара

имеются внутренние расширяющиеся каналы для отвода из пучков паровоздушной смеси. Несконденсировавшийся пар и воздух, выходящие из внутренних каналов, поступают к воздухоохладителю, перемешиваясь перед ним. Число рядов охлаждающих трубок в ленте по ходу пара не превышает 10-12.

Расположенные в нижней части конденсатора горизонтальные участки ленты трубного пучка препятствуют попаданию пара из центрального прохода непосредственно к пучку воздухоохладителя. В то же время они обеспечивают постоянное протекание пара над «зеркалом» конденсата, собирающегося на днище конденсатора, способствуя хорошей деаэрации конденсата (рис. 7.2).

Благодаря выполнению конденсатора регенеративным практически отсутствует переохладение конденсата, что благоприятствует и его деаэрации.

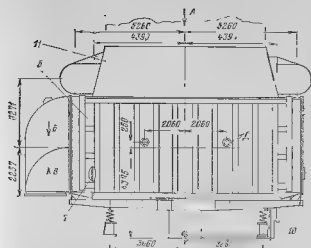


Рис. 71а Конденсатор турбины К-300-240 2

1 - трубка пучок, 2 - по воздухоподогревателю, 3 - лист гарцевый, 4 - трубка с вырезом, 5 - корпус конденсатора, 6 - промежуточные трубные доски, 7 - трубные доски концевые (одинарные), 8 - вентиль, 9 - крышка передняя водяных камер, 10 - крышка задняя водяных камер, 11 - патрубок переходный, 12 - приваловый фланец, 13 - отсек циркуляционный, 14 - рама опорная, 15 - вход охлаждающей воды, 16 - вход охлаждающей воды, 17 - отсек конденсатора, 18 - отсек паровой воды, 19 - вход сбрасываемого пара

73. КОРПУС, ПАТРУБОК ПЕРЕХОДНЫЙ, КАМЕРЫ ВОДЯНЫЕ, РАМА ОПОРНАЯ И ОПОРЫ КОНДЕНСАТОРА

Трубный пучок конденсатора размещен в стальном корпусе цельносварной конструкции. В поперечном сечении корпус имеет форму прямоугольника, с наружной стороны боковые плоские стенки корпуса укреплены элементами жесткости — швеллерами. Весь трубный пучок конденсатора по длине опирается на шесть промежуточных трубных досок, расположенных на равных расстояниях друг от друга. Оба конца охлаждающих трубок развальцованы в одинарных концевых (передней и задней) трубных досках. Повышенная водяная плотность конденсатора (минимальное содержание конденсата) достигается нанесением уплотняющего (битумного) покрытия на концевые трубные доски после развальцовки в них охлаждающих труб стороны водяных камер.

С обеих торцевых сторон корпуса к концевым трубным доскам по контуру трубного пучка приварены передние (с горизонта) и задние (без перегородок) водяные камеры, которые заканчиваются фланцами. К фланцам на шпильках и болтах (в последних конструкциях на шпильках) крепятся съемные крышки, которые дополнительно укреплены анкерными шпильками.

Плотность фланцевых разъемов крышек обеспечивается резиновым жгутом прямо

угольного сечения, закладываемым в помещающиеся в фланцах канавки. В последних конструкциях крышки задних водяных камер выполнены приварными.

Переходный патрубок, соединяющий конденсатор с выхлопным патрубком турбины, прямоугольного, расширяющегося в сторону конденсатора сечения, имеет вырезы под колонны фундамента и выполнен из плоских наклонных стальных листов, укрепленных изнутри ребрами и скреждающимися тягами круглого сечения. Во внутренней части переходного патрубка размещены выводные трубы отборов из части высокого давления ЦСД и ЦНД, концы которых выходят наружу через стенки патрубка в сторону водяных камер конденсатора. Трубы отборов экранированы кожухами.

Крышка подвода и слива охлаждающей воды образована криволинейными внешними, внутренними и внешними стальными листами. Внешние листы разнесены к боковым стенкам водяных камер конденсатора. Внутренние листы установлены наклонно к плоскости, проходящей через вертикальную ось конденсатора. Верхние листы плавно ограничивают крышку сверху. В днище крышки сварены патрубки с фланцами для соединения с подводящими и сливными циркуляционными водоводами.

Верхняя часть крышки стороны подвода охлаждающей воды выполнена плоской и жесткокреплена ребрами. Сторона слива крышки закрыта изнутри в плоскости фланцевого соединения с водяной камерой вертикальным плоским листом, который не доходит до самого верха крышки и образует «дорожку» для слива воды, создавая подпор охлаждающей воды на сливе из второго хода конденсатора.

Форма крышки соответствует гидродинамике потоков охлаждающей воды и способствует снижению общего гидравлического сопротивления конденсатора.

В промежуточных трубных досках в местах, не занятых отверстиями под охлаждающие трубки, имеются круглые вырезы для выравнивания давления по длине конденсатора. Днище конденсатора укреплено приварной опорной рамой, которая одновременно придает общую жесткость конденсатору в целом.

Опорная рама состоит из стальных и соединяющих сварных балок двутаврового сечения. Передаваемая опорной рамой нагрузка воспринимается четырьмя группными опорами (рис. 73) по восемь пружин сжатия в каждой. Пружинные опоры расположены по торцам конденсатора со стороны передней и задней водяных камер каждого протока. Пружинам придается такая жесткость, чтобы они целиком воспринимали массу конденсатора

Рис. 74. Приемно-сбросное устройство дроссельно-охлаждающего типа

1 - первое приемно-сбросное устройство, 2 - ступень дроссельной аппаратуры (воздух с конденсатом и паром)

том расширения предварительно увлажненного пара вне конденсатора с гашением кинетической энергии после каждой ступени расширения. Приемно-сбросное устройство состоит из увлажнителя пара, являющегося первой ступенью дросселирования, и дроссельной части.

Увлажнитель пара выполнен в виде сопла Вентури, через радиальные отверстия в горловой части которого вырывается конденсат. Дроссельная часть устройства образует несколько концентрических кожухов с кольцевыми прорезами, смещенными в соседних кожухах на половину шага.

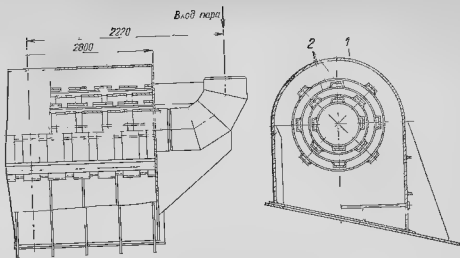
Набор кожухов, заключенных в общий корпус, устанавливается, как указывалось выше, на торцевой стенке переходного патрубка конденсатора с наружной стороны. Увлажненный пар проходит от центра к периферии через кольцевые прорезы, многократно изменяя направление движения и дросселируясь до давления, близкого к давлению в конденсаторе.

Конечная температура сбрасываемого пара поддерживается (путем регулирования расхода увлажняющего конденсата) немного выше температуры насыщения, т. е. пар выходит перегретым, что гарантирует полное испарение содержащейся в нем влаги.

Число ступеней дросселирования выбирают таким, что обеспечивается протяженность пути, достаточная для охлаждения пара, и отсутствуют критические скорости истечения во избежание излишнего шума.

В настоящее время энергетические блоки сверхкритического давления (в том числе с турбинами К 300-240-2) оснащаются 100%-ной конденсатоочисткой, которую при исполнении анодиров (особенно стабильных анодиров марок АВ-18), не допускающих повышения температуры сверх 40°С, приходится раскладывать непосредственно после конденсатора.

Повышенная температура очищаемого конденсата (40-50°С), приводящая к преждевременному выходу из строя анодиров, не подается, как правило, при ухудшении вакуума в конденсаторе, в частности в период



пуска агрегата. Для снижения на этих факторах температуры осуществляется подпитка конденсатора холодной обессоленной водой, а при достижении температуры 50°С конденсат направляется по байпасной линии, минуя конденсатоочистку, что резко ухудшает условия эксплуатации котла и турбоустановки. При этом уровень конденсата автоматически поддерживается номинальным и при любом режиме работы турбины остается постоянным.

ХТЗГ предлагает способ автоматического регулирования уровня в конденсаторе при переменной температуре конденсата перед конденсатоочисткой.

При работе турбины откачка конденсата из конденсатора осуществляется через конденсатосборник конденсатным насосом первой ступени. Затем после конденсатоочистки конденсатным насосом второй ступени через клапан регулятора уровня в конденсаторе с исполнительным механизмом конденсат направляется в подогреватели.

При нормальном вакууме датчик подает команду через электронный регулятор уровня на исполнительный механизм, управляющий клапаном, который автоматически поддерживает нормальный уровень конденсата в конденсатосборнике.

При повышении температуры конденсата до 40-45°С автоматический переключатель по команде от датчика температуры отключает электронный регулятор уровня и вводит в работу электронный регулятор температуры, который с этого момента управляет клапаном через его исполнительный механизм. Клапан плавно закрывается, повышая тем самым уровень конденсата в конденсаторе, что приводит к затоплению парового прохода и части поверхности охлаждения (до 10%) в нижней части конденсатора. Это способствует-

ет интенсивному переохлаждению конденсата по сравнению с температурой насыщения пара (при установившемся вакууме в конденсаторе).

Повышение уровня конденсата (затопление трубок) происходит до тех пор, пока не установится допустимая (то температура, после чего электронный регулятор температуры конденсата поддерживает уровень в необходимых пределах, но не более установленного заранее повышения уровня конденсата в конденсаторе.

По мере углубления вакуума в конденсаторе при переходе на стационарный режим работы турбоустановки и соответствующего понижения температуры конденсата до пороговой уровень конденсата автоматически понижается вплоть до вступления в работу электронного регулятора уровня конденсата.

7.5. ДЕАЭРАЦИОННЫЕ КОНДЕНСАТОСБОРНИКИ

В соответствии с правилами технической эксплуатации (ПТЭ) содержание кислорода в конденсате турбин с давлением рабочего пара 8,83 МПа (90 кгс/см²) и более не должно превышать 20 мкг/кг. Наличие деаэратора, который обеспечивает содержание кислорода в питьевой воде менее 10 мкг/кг, не устраняет этого требования, так как необходимо предотвратить вынос в котел окислов металла, образовавшихся до деаэратора. Содержа-

ние кислорода в конденсате в значительной мере зависит от деаэрирующей способности конденсатора, определяющей его конструктивными особенностями (при соблюдении норм ПТЭ по плотности вакуумной системы).

К конструктивным особенностям конденсационного устройства турбины К-300-240 следует отнести повышение эффективности работы деаэрационных конденсатосборников (рис. 7.5).

ХТГЗ совместно с ВТИ разработана конструкция деаэрационных конденсатосборников струйного типа [59]. Деаэрационный конденсатосборник струйного типа представляет собой сосуд цилиндрической формы с внутренним обрешечением и днищем. Конденсатосборник приваривается к корпусу конденсатора таким образом, что кромки его сенок образуют над днищем конденсатора «порог» для создания «зеркала» и аккумуляирования конденсата. Через вырезы в верхних частях стенок конденсатосборника конденсат попадает на дырчатый лист деаэрационного устройства, расположенный в верхней части конденсатосборника и занимающий примерно половину его живого сечения.

Под дырчатым листом размещена труба отвода паровоздушной смеси и вытара конденсата из конденсатосборника в паровое пространство конденсатора в зону воздухоохлаждения. В нижней части конденсатосборника предусмотрен патрубок отвода конденсата переменной сечения по длине с плавным входом в него конденсата. Конденсатосборник имеет лаз для осмотра и чистки при остановках турбины.

Конденсат, стекающий струями с дырчатого листа, встречается с паром, поступающим из центрального парового прохода конденсатора. Поступающие пары в конденсатосборник обеспечиваются паровым сопротивлением основных трубных пучков. Деаэрация конденсата осуществляется за счет разности парциальных давлений воздуха, поступающего с паром и растворенного в конденсате, а также благодаря некоторой разности температур от работающего пара и конденсата, большой по поверхности контакта и хорошему перемешиванию пара и струй конденсата.

Конденсатор турбины, обладающий минимальным паровым сопротивлением и рациональной компоновкой трубного пучка, практически не имеет переохлаждения конденсата* (на расчетном режиме).

Переохлаждение конденсата ухудшает экономичность турбоустановки настолько, что ввели

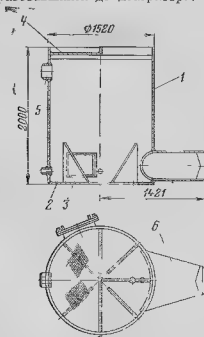


Рис. 7.5 Конденсатосборник деаэрационный струйного типа.

1 — обечайка 2 — лист конденсатосборника, 3 — ребра жесткости, 4 — лист дырчатый, 5 — труба отвода паровоздушной смеси и вытара конденсата, 6 — патрубок отвода конденсата.

* Переохлаждением конденсата называется разность температур насыщенного пара на входе в конденсатор и конденсата на выходе из конденсатора.

чиваются потери тепла с охлаждающей водой и возникает необходимость в дополнительном подогреве питательной воды за счет пара из регенеративных стборов. Помимо того, переохлаждение конденсата ухудшает деаэрацию конденсата в конденсаторе, что может явиться причиной «заражения» его коррозионно активными газами

7.6. КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ КОНДЕНСАТОРА И ИХ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Основным требованием, предъявляемым к материалам конденсаторных трубок, является их достаточная коррозионная стойкость.

Циркуляционная вода, поступающая в трубки конденсатора, в значительной степени насыщена воздухом, что создает при наличии окислителя условия для коррозии металла трубок

Вследствие малой толщины стенок трубок (1 мм) допускаются очень малые скорости коррозии. (при равномерном разветении по поверхности трубок скорость коррозии для конденсаторов, работающих на пресной воде, принимается равной 0,03 мм в год)

В конденсаторах применяются главным образом цельнотянутые бесшовные трубы

Широкое распространение в качестве материала конденсаторных трубок получила в свое время латунь марки Л68. Трубки из латуни Л68 часто подвергаются усиленной коррозии при наличии высокого содержания солей в охлаждающей воде, но прямой зависимости интенсивности коррозии от общего солевого содержания не наблюдается. Это объясняется различной агрессивностью отдельных солей, растворенных в циркуляционной воде, по отношению к металлу конденсаторных трубок

Физические и механические свойства латуни марки Л68 (Cu—33%, Zn—32%, Sn < 0,1%, Fe < 0,1%)

Температура плавления, °C	938
Удельная масса γ , г/см ³	8,6
Коэффициент линейного расширения β	19,9 · 10 ⁻⁶
Теплопроводность λ (при t до 100°C), Вт/(м · К)	103,5
Коэффициент Пуассона μ	0,36
Модуль упругости E , МПа (кгс/см ²)	0,108 · 10 ⁵ (11 · 10 ⁵)
Предел прочности, МПа (кгс/мм ²)	323,7 (33)
Предел текучести, МПа (кгс/мм ²)	98,1 (10)
Предел упругости, МПа (кгс/мм ²)	68,7 (7)

Нормальным сроком службы латунных конденсаторных трубок на пресной воде считается 20 лет.

Устойчивость латуни против коррозии определяется главным образом защитными свойствами пленки, образующейся на ее поверхности и состоящей из различного

рода солей и солей. Такая защитная пленка появляется в начальный период службы конденсаторных трубок. Защитная пленка может, однако, претерпевать изменения своего строения в условиях эксплуатации или повреждаться под действием потока воды (при больших ее местных скоростях), а также при механической очистке трубок и при кислотных промывках конденсатора.

Коррозия со стороны пара наблюдается редко и зависит от наличия в паре и конденсате аммиака и кислорода. (Аммиак появляется в паре при аммиачной обработке питательной воды.)

Возможность коррозии латунных трубок, расположенных в пределах основных трубных пучков конденсатора, под действием аммиака маловероятна

Присутствие аммиака в конденсаторе представляет значительно большую опасность для трубок зоны воздухоохладителя, даже при малых его концентрациях в паре.

Более стойкой против аммиачной коррозии является латунь марки ЛМш68 0,06, вынормованная мышьяком (содержание мышьяка 0,04—0,08 %)

После модернизации в конденсаторе применены охлаждающие трубки из медно-никелевого сплава марки МНЖ5-1 (МНЖМцб 1 1), никобированного марганцем и железом, стойкого против коррозии и эрозии с паровой и водяной стороны.

Конденсаторные трубки из сплава марки МНЖ5-1 могут применяться при использовании охлаждающей воды с солевым содержанием от 1500 до 3000 мг/л, с небольшим загрязнением стоками, небольшим содержанием взвеси или с солевым содержанием от 3000 до 5000 мг/л при отсутствии загрязнений стока и взвеси. Допустимая скорость воды (без взвеси) 2,5—2,7 м/с или 2,0—2,2 м/с при наличии взвеси

Химический состав медно-никелевого сплава марки МНЖ5-1: никель—кобальт 5,0—6,5 %; железо 1,0—1,4; марганец 0,3—0,8 %; медь остальное; примеси (не более): свинец 0,005 %; углерод 0,03 %; цинк 0,5 %

Механические свойства металла трубок (отожженных) должны соответствовать следующим требованиям: предел прочности на растяжение не менее 294,3 МПа (3000 кгс/см²); относительное удлинение не менее 10 %

Корпус конденсатора, концевые и промежуточные трубные доски, водяные камеры, крышки водяных камер, опорная рама, фундаментные плиты, приемно-сбросные устройства, переходный патрубок изготавливаются из углеродистой стали ВСтЗсн, которая обладает высокой пластичностью и вязкостью, хорошо сваривается, имеет удовлетворительную обрабатываемость резанием и практически не закаливается.

Пружины сжатия опор конденсатора изготавливаются из кремнистой рессорно-пружинной стали марки 60С2А.

1.1. ЭЖЕКТОР ОСНОВНОЙ

Эжектор основной типа ЭПО-3-75 (ЭП-3-25/75) (рис. 7.6) имеет три ступени сжатия с промежуточным и конечным охлаждением отсасываемой паровоздушной смеси, состоит из следующих основных узлов: сварного корпуса; трубной системы; верхней крышки и водяной камеры; сопл и диффузоров.

Корпус эжектора состоит из трех, объединенных общими (нижним и верхним) фланцами, сваренных между собой цилиндрической формы обечаек, которые служат местом размещения трех ступеней трубной системы.

Трубная система состоит из трех групп охлаждающих трубок $\varnothing 19 \times 1$ U-образной формы, развальцованных в трубной доске. Для обеспечения интенсивной конденсации пара и охлаждения паровоздушной смеси каждая ступень трубной системы разделена горизонтальными перегородками, образующими хода для паровоздушной смеси. В нижнем фланце корпуса по ступеням имеются отверстия для перетока конденсата через сифоны

из третьей ступени во вторую и из второй в первую. Трубная система при помощи вогнутых шпилек крепится к нижнему фланцу корпуса и устанавливается на водяной камере.

Водяная камера сварной конструкции состоит из днища с входным и выходным фланцами, перегородок, приваренных к днищу и соответствующих ходам охлаждающей воды, и общего фланца, к которому крепится корпус с трубной системой.

Верхняя крышка эжектора состоит из трех камер, собранных на общем фланце. К всасывающей камере первой ступени приварен входной приемный патрубок паровоздушной смеси; в верхней части каждой камеры имеются соответствующие гнезда под паровые сопла, а во фланце вырезы для прохода паровоздушной смеси во вторую и третью камеры. Помимо того, во фланце крышки имеются три посаженных отверстия для установки в них диффузоров.

Сопла и диффузоры расположены по центральной продольной оси корпуса каждой ступени. Сопла выполнены из нержавеющей стали, а диффузоры латунные, состоят из двух частей, которые помещены в специальные трубки, препятствующие проходу паровоздушной смеси между наружной стенкой диффузора и крайним рядом охлаждающих трубок.

Паровоздушная смесь, поступающая во всасывающую камеру эжектора, увлекается струей пара, выходящей из сопла через смешительную камеру в диффузор первой ступени. При движении смеси по диффузору происходит сжатие смеси до давления, устанавливающегося в охладителе первой ступени.

Выходящая из диффузора смесь поступает по трубе в нижнюю часть корпуса и проходит по охлаждающим пучкам труб, направляясь по перегородкам вверх и омывая внешнюю поверхность охлаждающих труб. При этом происходит конденсация пара, находящегося в смеси, а оставшаяся часть ее проходит во всасывающую камеру к входной части диффузора 2-й ступени.

Движение смеси во 2-й ступени сжатия происходит аналогично предыдущему до давления, устанавливающегося в охладителе этой ступени. Затем смесь поступает во всасывающую камеру третьей ступени и после сжатия в диффузоре через конечный охладитель удаляется в атмосферу.

Образовавшийся конденсат из третьей ступени отводится конденсатным трубопроводом сифоном в охладитель 2-й ступени, где часть его испаряется, а другая (большая) часть смешивается с конденсатом 2-й ступени, после чего поступает в охладитель 1-й ступени и оттуда отводится в нижнюю часть конденсато-

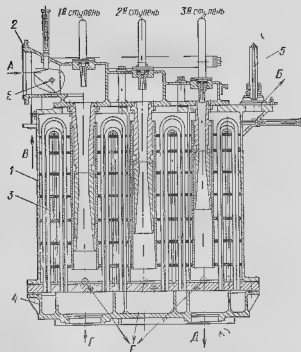


Рис. 7.6. Эжектор основной типа ЭПО-3 75 (ЭП-3 25/75)
1 - корпус; 2 - крышка с соплами и диффузорами; 3 - трубная система; 4 - камера водяная; 5 - выход паровоздушной смеси; А - вход паровоздушной смеси; Б - подвод пара; В - подвод пара; Г - выход охлаждающего конденсата; Д - выход охлаждающего конденсата; Е - присоединение диффузоров

сборника конденсата под уровень конденсата.

Запасный слив конденсата из охладителя 3-й ступени осуществляется в открытую воронку через гидравлический затвор.

При нормальной работе эжектора свободный слив должен бездействовать. При пусках же, когда давление в охладителях повысилось из-за увеличенной производительности, слив может работать. Расход конденсата через слив во время нормальной работы эжектора указывает на неисправность трубной системы или дренажа. Охлаждающий конденсат из конденсатора поступает сначала в трубки охладителя 1-й ступени, затем последовательно в охладители 2-й и 3-й ступеней. Такое движение конденсата обеспечивается соответствующим расположением направляющих перегородок водяной камеры.

Проходя по трубкам охладителей, конденсат нагревается за счет тепла конденсируемого пара.

Пароструйный трехступенчатый эжектор ЭПО-3-75 рассчитан для работы на паре с параметрами $p=0,49$ МПа (5,0 кгс/см²), $t=158^{\circ}\text{C}$ при расходе 1000 кг/ч, который распределяется по ступеням следующим образом: 1-я ступень 160 кг/ч; 2-я ступень 320 кг/ч; 3-я ступень 520 кг/ч.

Эжектор при указанных данных и работе на паровоздушной смеси с содержанием воздуха 25 кг/ч создает в приемном патрубке разрежение, соответствующее давлению 2,745 МПа. Расчетному перегрузочному режиму работы эжектора соответствует давление 5,4 МПа при расходе воздуха 75 кг/ч.

Корпус эжектора, водяная камера и крышка выполнены сварными из листовой стали ВСт3сп. Охладители — из латунных (Л68) или медно-никелевых (МНЖ5-1) трубок $\varnothing 19/17$, наибольшая длина трубок 2468 мм, наименьшая — 2278 мм, общее количество трубок 250.

Высота сифонов для истрескивания конденсата из ступеней в ступени: между 3-й и 2-й ступенями — 8 м; между 2-й и 1-й ступенями — 2,5 м.

Масса сухого эжектора составляет 2400 кг, в рабочем состоянии 2600 кг.

Общее гидравлическое давление: с водяной стороны 2,94 МПа (30 кгс/см²), с паровой 0,637 МПа (6,5 кгс/см²).

С каждым эжектором устанавливаются:

два термометра прямых от 0 до 100 $^{\circ}\text{C}$ в опрессовке, один из термометров устанавливается на всасывающей камере паровоздушной смеси, а второй на выхлопном патрубке эжектора;

манометр 0—0,98 МПа (10 кгс/см²) для измерения давления рабочего пара перед соплами;

мановакуумметр 0,098—0 0,098 МПа (1 кгс/см²) для замера вакуума в 1-й ступени (манометр и мановакуумметр смонтированы на щите измерительных приборов эжектора); дроссельный воздухомер (на каждый эжектор или на группу эжекторов), по показаниям которого осуществляется контроль состояния воздушной пласности вакуумной системы турбоустановки.

7.8. ПУСКОВОЙ ЭЖЕКТОР КОНДЕНСАТОРА И ЦИРКУЛЯЦИОННОЙ СИСТЕМЫ

Эжектор, изображенный на рис. 77, а, предназначен для отсоса воздуха из циркуляционной системы при заполнении ее водой и из вакуумной системы при пуске турбины.

Эжектор состоит из сварной камеры смешения, к которой сверху крепится водяная камера с четырьмя соплами. К нижней части камеры смешения крепятся четыре чугунных диффузора. Выходные части диффузоров специальными фланцами и болтами крепятся к сварному переходному патрубку.

В водяную камеру подводится рабочая вода от центробежного водяного насоса, создающего напор 0,54 МПа (5,5 кгс/см²). Рабочая вода поступает к четырем соплам. Труба, по которой воздух поступает в эжектор, присоединяется к камере смешения. Из за разности давлений перед соплами и за ними

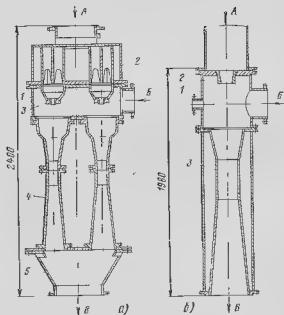


Рис. 77 Эжектор пусковой конденсатора и циркуляционной системы

а — четырехкорпусный; 1 — камера смешения; 2 — камера водяная; 3 — сопло; 4 — диффузор; 5 — патрубок переходной; А — подвод рабочей воды; Б — вход паровоздушной смеси (воздуха); В — выход водовоздушной эмульсии; 6 — однокорпусный; 1 — камера смешения; 2 — сопло; 3 — диффузор; А — подвод рабочей воды; Б — вход паровоздушной смеси (воздуха); В — выход водовоздушной эмульсии

7.9. ЭЖЕКТОР С КОНДЕНСАТОРОМ ЛАБИРИНТОВОГО ПАРА

Эжектор предназначен для отсоса паровоздушной смеси из уплотнений турбины К 300-240 и турбины насосного агрегата СЧПТ-1150. Изображенный на рис 7.8,а эжектор ЭУ 8 посредством фланцев входного и выходного патрубков крепится к холодильникам 1-й и 2-й ступеней. Каждый холодильник состоит из стального корпуса обечайки, стальных трубных досок с развальцованными в них латунными (Л68) или из медно-никелевого сплава МНЖ5-1 трубами $\varnothing 16 \times 1$ мм и стальных крышек. Оба холодильника крепятся к водяной камере, расположенной между пилы и разделенной двумя перегородками на три части. Для улучшения условий теплообмена в межтрубном пространстве каждого холодильника установлена перегородка, благодаря которой паровоздушная смесь делает два хода.

Собственно эжектор состоит из корпуса, сопла, камеры смешения и диффузора и осуществляет отсос паровоздушной смеси из уплотнений турбины через холодильник 1-й ступени и сбачу смеси в холодильник 2-й ступени, из которого несконденсировавшийся пар и воздух выходят в атмосферу. Отвод образовавшегося в холодильнике конденсата осуществляется через штуцер в нижней части каждого холодильника.

Техническая характеристика эжектора

Количество отсасываемой воздушной смеси, кг/ч	2805
В том числе:	
пара	1234
воздуха	1571
Давление на входе, МПа	0,12
Температура на входе, °С	174
Давление на выходе, МПа	0,108
Температура на выходе, °С	56
Рабочий пар	
расход, кг/ч	670
давление, МПа	0,58
температура, °С	170
Охлаждающая вода (конденсат)	
расход, т/ч	305
максимальное давление, МПа	2,65
температура, °С	48

В процессе эксплуатации турбин отмечаются случаи увеличения зазоров в концевых лабиринтовых уплотнениях из-за неравномерных прогревов и оседаний цилиндрической и ротора. Следствием этого являются притоки атмосферного воздуха в вакуумную систему при переизбытке эжектора лабиринтовых уплотнений, а также выход пара за пределы уплотнений и об обечайке масла в картерах подшипников.

Исследования эжектора для конденсатора лабиринтового пара типа ЭУ-8, проведенные ХТГЗ и Новочеркасской ИРЭС, показали, что

изменением отдельных элементов аппарата добиться устойчивой работы системы отсоса пара на всех эксплуатационных режимах не возможно и необходимо принципиальное изменение конструкции.

На ХТГЗ серийно выпускается вместо эжектора ЭУ-8 эжекторная установка ЭУ 8М большой производительности. На рис. 7.8,б представлен общий вид эжекторной установки ЭУ 8М, состоящей из двух пароструйных аппаратов * одинаковой производительности, которые могут быть включены в параллельную работу. Аппараты размещены в одном корпусе и имеют отдельные холодильники 1-й ступени и общий холодильник 2-й ступени. Кроме того, в установку входят камера смешения, корпус и водяная камера. Установка позволяет проводить количественное регулирование при изменении расходов эжектируемого пара.

Сопла устанавливаются в камере смешения, а диффузоры размещены вместе с трубными системами холодильников 1-й и 2-й ступеней в корпусе эжекторной установки.

Трубные системы холодильников образованы U-образными трубками, концы которых развальцованы в общей трубной доске. Трубная доска крепится между фланцами корпуса и водяной камеры при помощи болтов и воротниковых шплек.

Эжектируемая паровоздушная смесь подводится в один из холодильников 1-й ступени и конденсируется в нем. Несконденсировавшийся пар и воздух поступают в камеру смешения на входе эжектора. (Холодильники 1-й ступени и диффузоры разделены перегородками.) Паровоздушная смесь после диффузора, сжатая до давления несколько выше атмосферного, поступает в холодильник 2-й ступени, конденсируется в нем, после чего воздух и остаток пара выбрасываются в атмосферу. При увеличении расхода эжектируемого паровоздушной смеси включается в параллельную работу второй эжектор и, таким образом, осуществляется ступенчатое количественное регулирование работы эжекторной установки. Подвод и слив охлаждающей воды осуществляется в нижней части водяной камеры.

7.10. ВОДЯНЫЕ ФИЛЬТРЫ

Водяные фильтры диаметром 100 мм (рис. 7.9,а) служат для очистки воды, поступающей в сервомоторы обратных клапанов, и устанавливаются на трубопроводе подвода воды к обратным клапанам с гидравлическим (перед клапанами $D_y 50$ с электромагнитом по ходу воды).

* Каждый эжектор состоит из диффузора

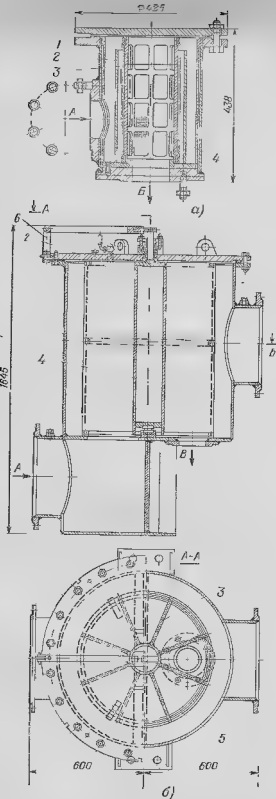


Рис. 7.9. Фильтры водяные.

а - фильтр водяной диаметром 100; 1 - корпус; 2 - стакан; 3 - барабан, 4 - сепар; А - вход воды, Б - выход воды; б - фильтр водяной ФС 400; 1 - корпус; 2 - крышка, 3 - барабан, 4 - вал барабана, 5 - лист дырчатый, 6 - ручка барабана, А - вход воды, Б - выход воды (от фильтрованной), В - отвод воды после промывки секций.

Водяной фильтр состоит из сварного корпуса, стакана и барабана, на который надета латунная сетка.

Вода через боковой патрубок поступает в корпус фильтра, отстаивается, проходит через стакан, окончательно очищается и поступает в линии гидровоздействия.

Для очистки фильтра от загрязнения следует отключить его от трубопровода, снять крышку, вынуть стакан, барабан и тщательно промыть и очистить от грязи.

Водяной фильтр ФС 400-1 включается в водоподводящую систему к воздухо- и маслоохладителям. Фильтрующая часть фильтра (рис. 7.9, б) выполнена из дырчатых листов, расположенных на цилиндрической поверхности вращающегося барабана, имеющего восемь изолированных отсеков. Барабан расположен в сварном корпусе, снабженном крышкой, через которую вал барабана выведен наружу. Вращением барабана может быть изменено его положение относительно подводящего воду патрубка.

Вода, подлежащая фильтрации, поступает в нижний патрубок и проходит через сетки пяти отсеков фильтра, откуда отводится в верхний патрубок. Секции фильтра поочередно могут быть промыты прпуском отфильтрованной воды через сетку в обратном направлении. Для этой цели в нижней части корпуса предусмотрен фланец отводного трубопровода, расположенный в отсеке одной секции. Открытием задвижки на этом трубопроводе создается поток отфильтрованной воды через сетку внутрь секции. Ручка, поворачивающая барабан, снабжена штырем, входящим в прорези крышки. Расположение прорезей соответствует определенному положению секций барабана и поворот барабана на один шаг ставит следующую секцию под промывку.

7.11. РЕГЕНЕРАТИВНЫЕ ПОДОГРЕВАТЕЛИ

Регенеративная система, предназначенная для подогрева поступающей в котел питательной воды паром из промежуточных регулируемых отборов турбины, выполнена для турбины К 300-240 однопаричной в части низкого давления, а для турбины К-300-240-2 - однопаричной в части низкого и высокого давления.

Конечная температура подогрева при режиме максимальной мощности 275° С.

Основными элементами регенеративной установки низкого давления являются пять поверхностных подогревателей и один конденсатор испарителя, работающие под напором конденсатного насоса.

В части высокого давления для регенеративного подогрева служат три поверхностных подогревателя, включенных по воде за питаемым насосом после деаэратора.

7.12. ПОДОГРЕВАТЕЛИ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

Подогреватели вертикальные, четырехходовые по воде имеют поверхность 400 м², исчисленную по наружному диаметру трубок.

На рис 7.10 представлена конструкция одного из подогревателей низкого давления.

Основными узлами аппарата являются корпус 1, верхняя водяная камера 3 и трубная система 2.

Сварной стальной корпус снабжен патрубками и опорными лапами. Стальная водяная камера имеет патрубки отвода и подвода основного конденсата. Трубная система состоит из трубок U-образной формы. Концы трубок развальцованы в трубной доске 4, которая разделяет водяное и паровое пространство. Полость водяной камеры разделена на три части двумя вертикальными перегородками, обеспечивающими четыре хода воды.

До последнего времени в качестве материала для трубок ПНД использовалась латунь мар. Л68. Эксплуатация блочных установок на сверхкритические начальные параметры пара показала, что во многих случаях и в особенности при незначительных нарушениях режима работы конденсаторов в отношении содержания кислорода в конденсате латунные трубки ПНД являлись основным источником выноса меди в тракты котлов и прочую часть турбин. Это заставляло пересмотреть вопрос о возможности применения латуни Л68 для изготовления трубок ПНД. Для ПНД более правильным является применение нержавеющей стали марки 12Х18Н10Т.

Греющий пар из соответствующего отбора поступает по патрубку, расположенному в верхней части корпуса подогревателя, и омывает трубки снаружи. Каркас трубной системы имеет поперечные перегородки 5, которые направляют потоки пара в корпусе с одновременно служат промежуточными опорами для трубок.

Для предохранения трубок от действия струи пара против паронедвоящего патрубка устанавливается отбойный щиток 6. Поперечные перегородки каркаса связаны между собой болтами, которые крепятся к трубной доске. Перегородки также предохраняют трубки от вибрации и отводят конденсат с трубок на стенки корпуса.

Пар поступает сначала в выделенный внутри корпуса отсек дроссолоудлиителя, после чего разветвляется на два потока и омывает пучки трубок собственно подогревателя.

Конденсат греющего пара собирается в нижней части корпуса, откуда через регулирующие клапаны удаляется из подогревателя.

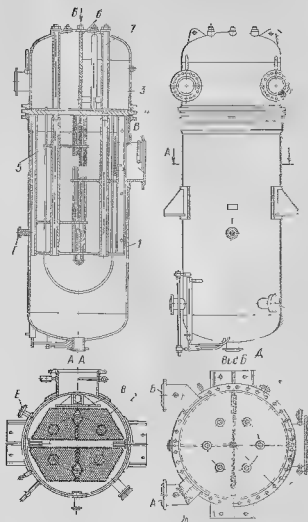


Рис. 7.10. Подогреватель низкого давления типа ПН. 1 — корпус подогревателя 2 — трубный пучок 3 — водяная камера 4 — трубная доска 5 — вертикальные перегородки 6 — щиток отбойный 7 — выход конденсата 8 — отбойный щиток А — вход основного конденсата Б — выход основного конденсата В — вход пара Г — отток воздуха Д — выход конденсата Е — подвод воздуха Ж — подвод конденсата

Уровень конденсата в подогревателях регулируется электронной системой и контролируется водным мерным стеклом.

Параметры воды и пара контролируются соответствующими приборами, которые устанавливаются на аппаратах при монтаже.

Подогреватели поставляются к месту монтажа в собранном виде в комплекте с арматурой и контрольно-измерительными приборами.

Каждый типоразмер подогревателей имеет свой шифр. Буквы обозначают тип подогревателя; первые цифры — поверхность нагрева, вторые — рабочее давление в трубной системе, третьи — рабочее давление в корпусе, римская цифра — модификацию.

Конструкция подогревателя № 3 отличается от конструкции подогревателей № 1, 2, 3а.

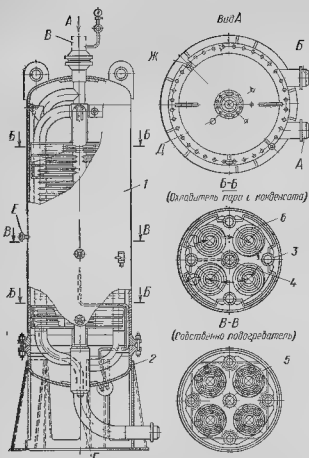


Рис 7.11. Подогреватель высокого давления типа ПВ
1 — съемная часть корпуса 2 — нижняя часть coils 3 —
коллекторная труба 4 — правая спиральная труба 5 — го-
ризонтальная спиральная труба 6 — левая спиральная труба 7 — в-
ход питательной воды 8 — вход питательной воды 9 — вход гре-
ющего пара 10 — выход конденсата греющего пара 11 — выход
пара 12 — выход конденсата греющего пара 13 — выход
пара 14 — выход конденсата греющего пара 15 — выход
пара 16 — выход конденсата греющего пара 17 — выход
пара 18 — выход конденсата греющего пара 19 — выход
пара 20 — выход конденсата греющего пара 21 — выход
пара 22 — выход конденсата греющего пара 23 — выход
пара 24 — выход конденсата греющего пара 25 — выход
пара 26 — выход конденсата греющего пара 27 — выход
пара 28 — выход конденсата греющего пара 29 — выход
пара 30 — выход конденсата греющего пара 31 — выход
пара 32 — выход конденсата греющего пара 33 — выход
пара 34 — выход конденсата греющего пара 35 — выход
пара 36 — выход конденсата греющего пара 37 — выход
пара 38 — выход конденсата греющего пара 39 — выход
пара 40 — выход конденсата греющего пара 41 — выход
пара 42 — выход конденсата греющего пара 43 — выход
пара 44 — выход конденсата греющего пара 45 — выход
пара 46 — выход конденсата греющего пара 47 — выход
пара 48 — выход конденсата греющего пара 49 — выход
пара 50 — выход конденсата греющего пара 51 — выход
пара 52 — выход конденсата греющего пара 53 — выход
пара 54 — выход конденсата греющего пара 55 — выход
пара 56 — выход конденсата греющего пара 57 — выход
пара 58 — выход конденсата греющего пара 59 — выход
пара 60 — выход конденсата греющего пара 61 — выход
пара 62 — выход конденсата греющего пара 63 — выход
пара 64 — выход конденсата греющего пара 65 — выход
пара 66 — выход конденсата греющего пара 67 — выход
пара 68 — выход конденсата греющего пара 69 — выход
пара 70 — выход конденсата греющего пара 71 — выход
пара 72 — выход конденсата греющего пара 73 — выход
пара 74 — выход конденсата греющего пара 75 — выход
пара 76 — выход конденсата греющего пара 77 — выход
пара 78 — выход конденсата греющего пара 79 — выход
пара 80 — выход конденсата греющего пара 81 — выход
пара 82 — выход конденсата греющего пара 83 — выход
пара 84 — выход конденсата греющего пара 85 — выход
пара 86 — выход конденсата греющего пара 87 — выход
пара 88 — выход конденсата греющего пара 89 — выход
пара 90 — выход конденсата греющего пара 91 — выход
пара 92 — выход конденсата греющего пара 93 — выход
пара 94 — выход конденсата греющего пара 95 — выход
пара 96 — выход конденсата греющего пара 97 — выход
пара 98 — выход конденсата греющего пара 99 — выход
пара 100 — выход конденсата греющего пара

3 и 4 (К) наличием парохладителя.

Пройдя четыре хода собственно подогревателя, конденсат делится на два потока, причем меньшая часть отводится на охладитель пара, после которого смешивается с основным потоком из подогревателя. Подогреваемая вода (конденсат) поступает через водную камеру в трубки подогревателя.

Необходимый расход воды через парохладитель обеспечивается подпорной шайбой, устанавливаемой на выходном патрубке основного потока конденсата.

7.13 ПОДОГРЕВАТЕЛИ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

Подогреватели высокого давления верти-
кальные, двухходовые по воде с горизонталь-
ными спиральными трубками, с «переворачи-
ванием», т. е. с нижним расположением фланце-
вого разъема корпуса.

На рис. 7.11 представлен общий вид подог-
ревателя высокого давления типа ПВ.

Основными узлами подогревателя являют-
ся корпус 1 и змеевиковая трубная система.

Корпус подогревателя состоит из съемной
части 1 (цилиндрическая обечайка, питаю-
ванное днище и фланец) и нижней — несъем-
ной части 2 (днище, фланец и опора); ниж-
няя часть связана сваркой с трубной систе-
мой.

Трубная система подогревателя представ-
ляет собой сварную конструкцию, состоящую
из четырех коллекторных труб 3, централь-
ной стоячей трубы 4, горизонтальной пе-
регородки 5 и спиральных змеевиков 6. Все
элементы трубной системы, работающие под
давлением, выполняются из стали 20к.

Спиральный змеевик представляет собой
трубу, навитую на станке в два круга. Труба
для навивки спирального змеевика состоит из
двух и трех участков, соединенных сваркой.
Змеевики разделяются на правые и левые и
устанавливаются в трубной системе так, что
создают непрерывно восходящий поток пи-
тательной воды. Концы змеевиков устанавли-
ваются в раздельку отверстий коллекторных
труб и привариваются электросваркой.

Левые и правые змеевики располагаются
таким образом, что в пределах данного хода
воды по одному ряду коллекторной трубы
присоединяются правые, а по другому ряду
левые змеевики, при переходе на участок сле-
дующего хода воды расположение пра-
вых меняется.

Подогреватель имеет дополнительный грею-
щий пар, обеспечивающий дополнительный подог-
рев питательной воды за счет тепла пере-
грева пара, и охладитель дренажа, снижаю-
щий температуру конденсата греющего пара.
Охладители являются частью общей поверх-
ности нагрева трубной системы. Подвод и от-
вод питательной воды (соответственно патруб-
ки А и Б) выполнены в нижней части трубной
системы, подвод греющего пара произво-
дится через штуцер В верхнего днища
корпуса.

Фланцевое соединение корпуса с крыш-
кой расположено в нижней части корпуса и под-
вержено действию только температуры нас-
щающего пара или его конденсата. Питатель-
ная вода, подаваемая насосом из деаэратора,
последовательно проходит через подогреватели
блока, нагревается и поступает в питатель-
ную линию котла. Греющий пар отдает тепло
перегреву на поверхности нагрева трубной
системы (в охладителе пара), затем конден-
сируется (на участке собственно подогревате-
ля), и конденсат стекает в охладитель дрена-
жа, где охлаждается и отводится через па-
трубок Г в подогреватель более низкого сту-

пени или в деаэрастор. Число ходов воды — три.

На рис. 7.12 показана схема движения питательной воды в четырехколлекторной трубной системе подогревателя.

Вода в трубную систему поступает через стакан коллектора, выходящего за пределы нижнего днища. Поток воды из стакана разветвляется на две коллекторные трубы. Диафрагмы 3, вваренные в коллекторные трубы, отделяют границу первого хода воды.

По спиральным змеевикам 2 вода проходит во вторую пару коллекторных труб и поднимается вверх до диафрагмы, а затем по змеевикам возвращается в первую пару коллекторных труб, совершив таким образом второй ход.

На выходе из коллекторных труб вварены дроссельные шайбы 1, обеспечивающие прохождение необходимого количества воды на третий ход (в змеевики складывается пара).

Регулирование уровня конденсата производится автоматическим устройством, подерживающим нормальный уровень в корпусе подогревателя, путем слива избытка конденсата в дренажную сеть.

Для защиты турбины от попадания в нее воды в случае разрыва труб или появления свищей в местах сварки элементов трубной системы и повышения из-за этого уровня воды в корпусе подогревателя на весь блок подогревателей предусмотрено автоматическое защитное устройство, отключающее в этом случае блок подогревателей по воде и обеспечивающее пропуск воды помимо подогревателей.

Дренаж из подогревателя 8 через регулирующийся клапан поступает в подогреватель 7, из подогревателя 7 в подогреватель 6, а затем через регулирующийся клапан попадает в деаэрастор 0,686 МПа (7 кгс/см²).

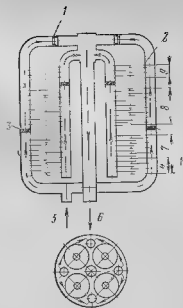
В верхней части корпусов всех подогревателей имеется патрубков, соединяющийся с линией отсоса воздуха, причем воздух поступает каскадом: из подогревателя 8 в подогреватель 7, из подогревателя 7 в подогреватель 6, а затем в подогреватель 5 низкого давления.

7.14. СТРУЙНЫЙ ДЕАЭРАСТОР ПОВЫШЕННОГО ДАВЛЕНИЯ

Надежная защита от коррозии омываемых водным теплоносителем поверхностей нагрева и трубопроводов достигается удалением из питательной и добавочной воды коррозионно-агрессивных газов. На практике это лучше всего обеспечивается при термической деаэрации воды. Термическая деаэрация воды является основным методом борьбы с кислородной и углекислотной коррозией.

Рис 7.12 Схема движения питательной воды в четырехколлекторной трубной системе подогревателя

1 — дроссельная шайба
2 — спиральный змеевик
3 — диафрагма
4 — питательный коллектор
5 — вход питательной воды
6 — выход питательной воды
7 — первый ход воды
8 — второй ход воды
9 — третий ход воды
10 — охлаждающая пара



Отсутствие глубокой деаэрации воды приводит к значительному увеличению концентрации окислов железа в питательной воде и отложению их в виде вторичных отложений на поверхностях нагрева теплоисловых установок. Это существенно снижает надежность и экономичность работы блока котел турбины.

Вводимая в цикл турбоустановки добавочная вода из-за длительного контакта с атмосферой насыщена газами, в том числе кислородом и двуокисью углерода; коррозионно-агрессивные газы попадают в питательную воду также из-за присосов воздуха на вакуумных участках пароводяного тракта и аэрации конденсата в дренажах в открытых баках.

Удаление коррозионно-агрессивных газов в цикле турбоустановки осуществляется в специальных аппаратах — термических деаэраторах, в которых одновременно происходит подогрев воды до температуры насыщения, отвечающей давлению в аппарате.

Каждая турбоустановка К 300-240 снабжена двумя смешивающими деаэраторами типа ДСП 500 повышенного давления — 0,686 МПа (7 кгс/см²). Два деаэраторные колонки и два бака аккумулятора с запасом конденсата на 5 мин устанавливаются в деаэраторной этажерке главного корпуса электростанции на отметке 25,0 м.

Включение деаэратора в схему представлено на рис. 1.2. Деаэратор работает на дросселированном паре из отбора турбины с давлением 1,56 МПа, температурой 445°С. Он является предвключенной ступенью ПВД № 6.

На деаэраторе устанавливаются предохранительные клапаны, защищающие его от по-

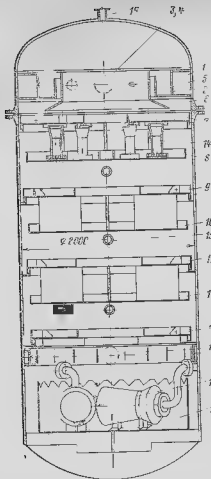


Рис. 7.13. Деаэрационная колонка повышенного давления ДСП-500

1 - наружная кольцевая камера, 2 - внутренняя кольцевая камера, 3 - соединительная трубка с прорезом для подвода паровых конденсатов, 4 - окно для прохода иода, 5 - вертикальный теплообменник, 6 - патрубок для воды конденсата ПВД, 7 - патрубок для воды конденсата ПВД, 8 - патрубок для воды конденсата ПВД, 9 - патрубок для воды конденсата ПВД, 10 - патрубок для воды конденсата ПВД, 11 - патрубок для воды конденсата ПВД, 12 - патрубок для воды конденсата ПВД, 13 - патрубок для воды конденсата ПВД, 14 - патрубок для воды конденсата ПВД, 15 - патрубок для воды конденсата ПВД, 16 - патрубок для воды конденсата ПВД, 17 - патрубок для воды конденсата ПВД, 18 - патрубок для воды конденсата ПВД, 19 - патрубок для воды конденсата ПВД.

вышения давления в корпусе на случай отката в работе дроссельного регулирующего клапана.

Конструкция деаэраторов повышенного давления соответствует правилам Госгортехнадзора СССР и требованиям ГОСТ 16860-71.

Деаэратор струйного типа представляет собой аппараты, в которых вода системой дырявых тарелок разделяется на струи, стекающие каскадами вниз. Навстречу струям воды движется пар. Характер обтекания паром струй приближается к поперечному. Расположение нескольких тарелок по высоте деаэратора увеличивает общее время пребывания воды в нем.

Деаэратор состоит из двух основных устройств: деаэрационной колонки и аккумулятора деаэрированной воды.

Собственно деаэрационная колонка состоит из крышки со смесительным устройством, комбинированных тарелок и барботажного отсека.

На рис. 7.13 показана деаэрационная колонка повышенного давления ДСП-500 производительностью 500 т/ч.

Конденсат турбины подводится к смесительному устройству, состоящему из кольцевых камер 1 и 2. Для достижения большого эффекта смесительного устройства конденсат подводится двумя потоками через патрубки 3 и 4. Наружная кольцевая камера 1 закрытая, поэтому в ней вода может проходить под давлением. Внутренняя кольцевая камера 2 открытая.

Потоки конденсата турбины вводятся с двух противоположных сторон в наружную кольцевую камеру 1 через специальные патрубки с прорезами 3 и 4 равными. частями. Аналогично вводится в наружную кольцевую камеру 1 и химически очищенная вода. Конденсат испарителей вводится с одной стороны через один патрубок.

После ввода потоков и первого их смешения каждая половина потоков направляется по наружной кольцевой камере 1 навстречу друг другу. На пути потоков в наружной кольцевой камере имеются перегородки, суживающие сечения прохода в 2 раза. Из наружной кольцевой камеры смешанные потоки входят во внутреннюю кольцевую камеру 2 через два окна 5. Из внутренней кольцевой камеры через ее стенку водосливные потоки свободно сливаются на первую тарелку 7.

Для того чтобы поток воды не мешал струйному распределению воды на первой тарелке, в внутренней кольцевой камере при соединении специальное конусообразное устройство зонт 6, которое отводит сливающийся поток воды на периферийную часть первой тарелки 7, где нет отверстий.

Деаэрационная колонка состоит из шести отсеков, образуемых семью тарелками 7-13. Грелый пар проходит по всему сечению отсеков. Тарелки (за исключением тарелок 7 и 8) для удобства монтажа и крепления к корпусу деаэрационной колонки соединены попарно при помощи приварных ребер, шаг между тарелками 410 мм.

Для выравнивания тепловой нагрузки по отсекам деаэрационной колонки и теплу части воды с первой 7 на вторую 8 тарелку предусмотрено шесть патрубков 14.

Конденсат греющего пара подогревателей высокого давления, имеющий температуру выше температуры насыщения греющего пара деаэратора, поступает через коллектор 15 под четвертой тарелкой.

Грелый пар от РОУ в турбины поступа-

Техническая характеристика питательных насосов

Марка насоса	Глубина всасывания, м/ч	Давление на входе, МПа	Давление на выходе, МПа	Температура воды, °С	Частота вращения, об/мин	Марка привода	Номинальная мощность, кВт	КПД насоса	Состав агрегата Н. насос, ТЭН турбина, редуктор, гидроузел
ПН-1135-340	113,5	33,4	2,0	165	5150 (8...100) (112)	ОР-1 турбина	12500	80,0	Н+Т
ПЭ-600-320	600	31,5	2,0	165	6100 (112)	АТД 8000 «СЧЭ» (строгой маш.)	8000	80,0	Н+Р+Ч+Э
12-ПД-8	630	2,0	1,0*	165	3000 (60)	243 МВ 00 00	500	70,0	П+Э

* Подает на вход в паровую камеру угрей с паром 18 м

ет в ступень смещения и через парораспределительное устройство вводится через коллектор 16 под последнюю (седьмую) тарелку.

В нижней части колонки в барботажном отсеке 17 размещены три сопловых барботера 18. Расположение отверстий в сопловых головках барботеров, а также самих барботеров способствует закрытию потока воды в барботере и увеличивает тем самым время контакта сред.

Подвод пара к каждому барботеру выполнен раздельным, что дает возможность регулировать работу барботажного отсека в широком диапазоне. Выпар из деаэрационной колонки отводится через штуцер 19 и направляется, как правило, на питание паром эжекторов турбины. Вода из барботажного отсека сливается через водослив и отверстия в днище в бак-аккумулятор конденсата.

Многолетний опыт эксплуатации, а также исследование серийных одноступенчатых деаэраторов с высокими струйными колонками показали, что они имеют ряд недостатков. К основным недостаткам струйных деаэраторов повышенного давления относятся следующие:

общая большая высота деаэрационной установки (достигающая 8 м);

повышенная металлоемкость и сложность внешних устройств деаэратора;

компоновка деаэрационной колонки в центре бака-аккумулятора и подвод греющего пара непосредственно в нижнюю часть колонки не обеспечивают встигания парового объема бака;

обилие фланцевых соединений на подводных штуцерах, а также неудачное расположение фланцевого разема увеличивают продолжительность и трудоемкость ремонта;

нагрев воды при номинальной нагрузке колонки только на 10-15°С;

снижение эффективности деаэратора как при небольших перегрузках (10-15% сверх номинальной производительности), так и при нагрузках менее 40%;

низкая интенсивность десорбции газов при струйном дроблении воды;

влияние добавки химически очищенной воды на эффективность работы деаэраторов (при значительных добавках ее в деаэрированной воде появляются «проскоки» кислорода и углекислоты, а в колонке возникают гидравлические удары).

7.15. ПИТАТЕЛЬНЫЕ НАСОСЫ

Для подачи питательной воды из деаэратора через подогреватели высокого давления в котел используется группа питательных насосных агрегатов, состоящая из главного питательного насоса ПН-1135-340 с турбоприводом ОР-12ПМ на полную производительность котла (100%), пускорезервного питательного насоса ПЭ-600-320 с электроприводом АТД 8000 на 50% производительности котла и трех бустерных насосов 12ПД-8 (два рабочих, один резервный). Основные характеристики насосных агрегатов приведены в табл. 7.1.

Приводная турбина питательного насоса потребляет пар III отбора (р 1,56 МПа, t 440°С). Это одноконтурный агрегат активного типа с семью ступенями, дросельным парораспределением, с противодавлением 0,22 МПа.

Турбина рассчитана для работы при переменных начальных и конечных параметрах пара, переменном частоте вращения ротора (55-86 с⁻¹) в диапазоне нагрузки энергоблока от 30 до 100%.

Насосный агрегат (ТПН) включается в работу при нагрузке энергоблока 50-60% номинальной. Время пуска турбины после про-

Характеристика приводной турбины питательного насоса

Относительная выработка энергии, %	Мощность	Частота вращения, об/мин (с/ч)	Параметры перед сопловыми электромеханизмами		Пропускная способность, МПа	Расход пара, т/ч	Внутренний коэффициент подачи, %	Масса турбины (включая конт.) т
			p, МПа	t, °C				
1,04	11600	5100 (87)	1,55	440	0,29	115	80,5	18,0
1,06	11000	5100 (83)	1,50	440	0,27	109	80,0	
0,80	7600	4330 (72,5)	1,20	440	0,21	80	76,3	
0,70	6350	4350 (72,5)	1,05	440	0,18	68	73,6	
0,46	4500	4100 (68,5)	0,70	450	0,11	45	75,7	

стоя 24 ч равно 50 мин. Характеристика приводной турбины приведена в табл. 7.2.

Рабочей жидкостью системы регулирования и системы смазки приводной турбины является масло Л22 (либо масло ТКП 22), поступающее из напорного коллектора централизованной маслосистемы главной турбины К-300-240-2. На паровпуске турбины установлен стопорный и два дроссельных клапана. При мощности менее 5200 кВт открываются байпасные клапаны, перепускающие пар за 4-ю ступень.

Стопорный клапан крепится к фундаментам, на котором установлен ТПП. Ротор турбопривода соединен с ротором насоса зубчатой муфтой.

Питательный насос шестиступенчатый с двойным корпусом, внешний корпус не имеет горизонтального разреза и закрывается крышками с фланцами на стороне нагнетания и всасывания, внутренний корпус кованого сверленного с горизонтальным разрезом.

Напорный и всасывающий патрубки насоса приварены, направлены вниз. Такое решение обеспечивает удобную компоновку и размещение всех питательных трубопроводов под фундаментом насосного агрегата. Ранее применяемые конструкции корпусов имели патрубки, размещенные сверху, что затрудняло обслуживание и ремонт насосных агрегатов в машинном зале.

Насос имеет отбор воды 100 т/ч при давлении 7,0 МПа для впрыска в парохладающий промисогреватель котла. Масса насоса 17 т. Насос снабжен системой рециркуляции производительностью 300 м³/ч (не менее 200 м³/ч), работающей при закрытом обратном клапане на напорном патрубке. Напорная характеристика насоса имеет крутизну до 20% в интервале подачи 30-100%. Кольцевые уплотнения насоса щелевого типа, схема уплотнений показаны на рис. 7.14.

Турбопитательный насосный агрегат установлен на фундаменте из сборного железобетона с отметкой обслуживания 6,6 м (рис. 7.15).

Аналогичную конструкцию имеет двухкорпусный, семиступенчатый питательный насос резервный насос ПЭ-600-300 (ПЭН). Приводом является асинхронный электродвигатель АТД-8000 с комбинированным охлаждением (воздух, конденсат). Расход конденсата 50 м³/ч при давлении 0,5 МПа. Соединение двигателя с насосом для бесступенчатого регулирования частоты вращения выполняется через гидромуфту МГ-7000 и редуктор с передаточным отношением 2,2, соединенный с насосом торсионным валом. Питательный насос устанавливается на отдельном фундаменте с отметкой обслуживания 6,6 м (рис. 7.15).

Необходимый подъем на входе в ТПП и ПЭН создается с помощью насосом 12ПД-8 установленным на отметке 0,6 м пола конденсационного помещения машинного зала.

Установка бустерных насосов позволяет понизить отметку деаэратора и поднять отметку оси питательных насосов (~7,5 м), обеспечив свободный слив масла в бак централизованной системы смазки турбоагрегата.

Однако на более мощных турбинах (500-800 Мвт) в настоящее время применяется схема установки бустерных насосов на валу турбопитательного агрегата, что упрощает эксплуатацию и ремонт насосного оборудования.

Опыт эксплуатации питательных насосов показал, что недостатком патежым злом является редуктор. Поэтому на ряде турбин К-300-240-2 применена схема резервной подачи пара на турбопривод, обеспечивающая увеличение диапазона его работы.

7.16. КОНДЕНСАТНЫЕ НАСОСЫ

Для перекачки конденсата в системе регенерации низкого давления турбоустановки применяются конденсатные насосы для температуры перекачиваемой среды от 30°С до 125°С.

Все применяемые в установке насосы вертикального исполнения типа КСВ, что позволяет компактно разместить их в машин

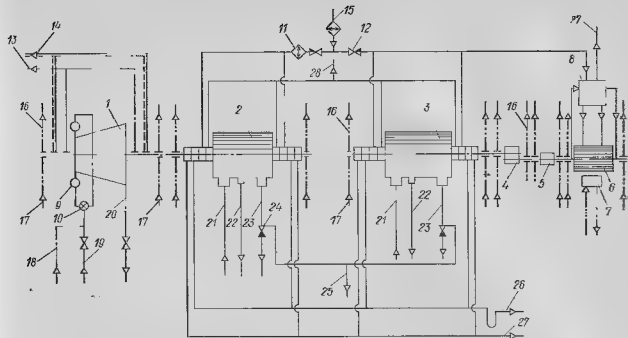


Рис. 7.14 Схема питательных насосных агрегатов

1 — турбинный насос типа СТ 12ПМ, 2 — питательный насос типа ПН 11А5 340, 3 — питательный насос (высокорезервный) типа ПН 600 32, 4 — резервуар, 5 — электродвигатель АБ 800/600143, 6 — электродвигатель АБ 800/600143, 7 — подогреватель АО 76/1010, 8 — агрегат водоснабжения электродвигателя, 9 — дроссельный клапан трубопровода, 10 — стопорный клапан трубопровода, 11 — фильтр, 12 — клапан регулирующий, 13 — отвод пара на запорный трубопровод, 14 — отвод пароводяной смеси из узкого вала турбины в клапаны эжектора всасывания главной турбины, 15 — плавкий конденсат на уплотнения питательных насосов от АБ 11-И, 17 — отвод (подсос) пара в топливную систему агрегата, 18 — редуктор пара из 11 отбора главной турбины, 19 — отвод пара от обдувающего насоса, 13 АПа, 20 — трубопровод выхлопа турбины с трением давления 0,2 МПа, 21 — питательный насос от бустерного насоса, 22 — отбор питательной воды на 1й ступени на выпуск в пропариватель, 23 — парогенератор, 24 — напорный трубопровод питательной воды, 24 — клапан обратный, 25 — линия рециркуляции питательной воды насосов в деаэрагатор 0,7 МПа, 26 — отвод конденсата в конденсатор главной турбины, 27 — отвод конденсата в бак низкого давления, 28 — отвод конденсата в деаэрагатор 0,7 МПа.

ном заводе ГРЭС. По условиям включения насосов в схему турбоустановки рабочие колеса первых ступеней работают в условиях начальной кавитации, в связи с чем обеспечивается требуемый напор на всасывающей трубке в каждую группу конденсатных насосов. Напорная характеристика насосов стабильна в диапазоне подачи 30–110% нагрузки турбоагрегата и имеет крутизну примерно до 20–25%. Перед входом в первую ступень насоса установленно винтовое колесо.

По конструкции конденсатные насосы центробежные, двухкорпусные, секционного типа, со сварным наружным корпусом, с боковым расположением всасывающего и напорного патрубков, перпендикулярных оси насоса. В зависимости от компоновочных решений патрубки могут быть направлены в одну либо противоположные стороны. Лагами наружного корпуса насосы опираются на металл конструкции площадок (рис. 7.16).

В корпусах насосов имеются патрубки для отсоса воздуха, опорожнения, подвода и отвода охлаждающей воды. Жидкая смазка верхнего опорно-упорного подшипника авто-

номная, осуществляется маслом из специальной ванны, смазка нижнего подшипника выполняется конденсатом. Насосы снабжены датчиками контроля и защиты.

В установке применены следующие насосные агрегаты:

для откачки конденсата из конденсатора турбины насосы первого подъема КсВ-500 85 с электродвигателем АО 104-6 (два рабочих, один резервный);

для подачи конденсата в регенеративные подогреватели насосы второго подъема КсВ-500-220 с электродвигателем ВА-12-41 4 (два рабочих, один резервный),

для откачки конденсата греющего пара ПНД сливные насосы типа КсВ 200 220 с электродвигателем типа АВ-113 4 (один рабочий, один резервный).

В результате накопленного опыта эксплуатации насосных агрегатов уточнены их напорные характеристики, в связи с чем на ряде электростанций по рекомендации завода-изготовителя насосов выполняется подрезка колеса для приведения в соответствие напора и сопротивления сети.

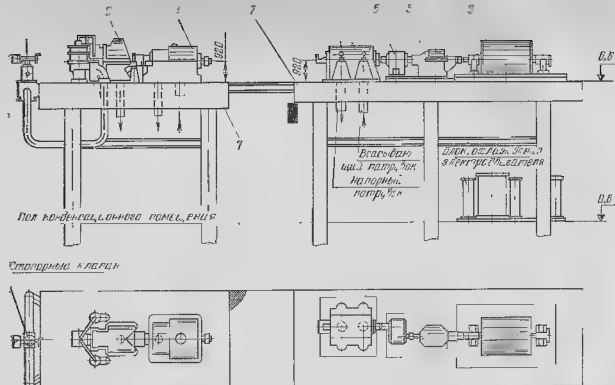


Рис. 7.13 Компоновка питательных насосных агрегатов

1 — питательный насос (главный), 2 — турбопривод питательного насоса; 3 — питательный насос (пусковой-резервный), 4 — электродвигатель питательного насоса, 5 — гидронасос, 6 — редуктор, 7 — фундамент под питательные насосные агрегаты

7.17. ЦИРКУЛЯЦИОННЫЕ НАСОСЫ

Циркуляционные насосы (ЦН) подают охлаждающую воду в конденсатор турбины для конденсации отработавшего пара, а также на маслоохладители турбины для охлаждения масла системы смазки и на систему охлаждения генератора с возбуждателем.

В турбоустановках К 300-240 используется блочная система водоснабжения, т. е. на каждую половину конденсатора устанавливается циркуляционный насос — два насоса на турбоустановку. При отключении половины конденсатора останавливается соответствующий ЦН.

Производительность насоса выбирается по максимальному расходу охлаждающей воды при эксплуатации энергоблока в летнее время, а напор — с учетом геодезических отметок установки конденсатора турбины относительно уровня водохранилища и гидравлических сопротивлений оборудования и циркуляционных водоводов (по две нитки диаметром 1600 мм на одну турбоустановку).

Насосы устанавливаются на отдельных фундаментах на блочной бертовой насосной станции, сооружаемой, как правило, на два или четыре энергоблока.

С учетом значительных колебаний расхода охлаждающей воды на конденсатор турбины в летний и зимний период эксплуатации к установке приняты осевые, поворотно-лопастные вертикальные, одноступенчатые насосы ОПВ2 110МБ (рис. 7.17) (индекс МБ означает моноблочное исполнение, т. е. размещение электродвигателя непосредственно на фланце отвода воды из насоса).

На ряде электростанций применяются аналогичные по характеристикам и конструкции насосы ОПВ5 110КЭ либо насосы ОП 110КЭ с отдельно закрепляемым двигателем, соединенным с насосом через промежуточный вал.

Система регулирования разворота лопастей рабочего колеса электрохимическая. Регулирование угла разворота может осуществляться как при работающем, так и на остановленном насосном агрегате.

пан, по мере подъема его меняют направление и величину

Точное нахождение паровых усилий в промежуточных положениях клапана расчетным путем затруднено; они обычно определяются приближенно либо путем опытной продувки модели клапана.

Искусственными способами добиваются положительного знака действующих усилий на клапан на всем протяжении его хода

3. Возможность возникновения, при некоторых условиях, сложных аэродинамических явлений в клапане: образование вихрей, отставание парового потока от стенки диффузора, образование мертвого пространства под клапаном, возникновение толчков и т. д. Эти явления могут привести к опасной высокочастотной вибрации клапана и поломке штоков.

Входящая часть регулирующего клапана выполюется суживающейся, и в ней происходит ускорение потока пара. После прохождения через минимальное сечение (между клапаном и седлом) поток расширяется в диффузоре, при этом скорость пара снижается и происходит частичное восстановление давления¹.

Устойчивое состояние потока достигается обычно выбором определенной формы клапана и седла.

4. Необходимость обеспечения примерно линейной зависимости расхода пара от перепада давления измерителя регулятора скорости или привода регулирующих клапанов. Эта зависимость значительно влияет на форму статической характеристики системы регулирования.

5. Клапан должен обладать максимальной возможной плотностью. Достаточная плотность клапана достигается главным образом высоким удельным давлением его на седло и наличием полного контакта клапана с седлом по кольцевой поверхности небольшой ширины.

С течением времени клапаны могут стать неплотными. Особенно это относится к клапанам, остающимся длительное время частично открытыми. Протекание пара происходит в них с большими скоростями, что приводит к износу кроющих поверхностей

В Правилах технической эксплуатации электростанций и сетей [46] указано, что при закрытом состоянии створчатых и регулирующих клапанов свежего пара и перегрева и номинальных параметрах свежего пара и плотности давления (вакуума) ротор турбины не должен вращаться. При полном открытии только створчатых или только регулирующих клапанов установившаяся частота вращения ротора турбины при тех же условиях не должна превышать определенной заводом-изготовителем но не выше 50% номинального значения

6. Относительные потери давления в клапане при полном его открытии должны быть

небольшими, так как они снижают экономичность турбины. Значительное влияние на потери давления оказывает качественное выполнение проточной части клапана. Например, клапан старой конструкции (турбин АК-100, АК 50, ВР-25) рассчитан на максимальную скорость пара около 120 м/с. При этом имеют место определенные потери давления. Такие же потери давления в современном клапане имеют место при скорости пара 180 м/с [73]. Естественно такой клапан по сравнению с предыдущим является более компактным, при этом снижается мощность сervoмотора.

8.2. СХЕМА ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

При переходе к сверхкритическим параметрам пара сложно разместить регулирующие клапаны на цилиндре высокого давления, так как повышение параметров пара вызывает увеличение толщины стенки, что значительно усложняет выполнение приливов для клапанов в связи с возникновением высоких термических напряжений. Следует также учесть, что для получения приемлемых паровых усилий на регулирующие клапаны, выполненные без разгрузки, размеры последних стремятся усилить, что вызывает увеличение их количества. Вследствие этого, регулирующие клапаны части высокого давления установлены вне ЦВД турбины. Три регулирующих клапана заблокированы вместе с одним створчатым клапаном, образуя единый блок парораспределения. Два блока парорас-

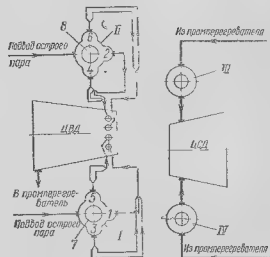


Рис. 8.1. Принципиальная схема потоков пара

1 — блок парораспределения №1, II — блок парораспределения №2, III — блок клапанов пароперегревателя №1, IV — блок клапанов пароперегревателя №2, 1 — регулируемый клапан №1, 2 — створчатый клапан №2, 3 — створчатый клапан №3, 4 — регулируемый клапан №4, 5 — створчатый клапан №5, 6 — створчатый клапан №6, 7 — створчатый клапан №7, 8 — створчатый клапан №8

¹ При дозвуковой скорости течения пара.

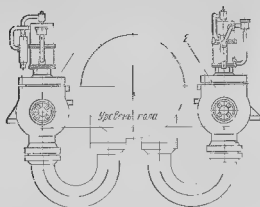


Рис. 8.2 Расположение блоков клапанов промперегрева
1 блок клапанов № 1, 2 блок клапанов № 2.

пределения расположены с двух сторон ЦВД (рис. 8.1).

В блоке № 1 установлены регулирующие клапаны № 1, 3, 5. В блоке № 2 регулирующие клапаны № 2, 4, 6. Диаметр клапанов № 1, 2—75 мм, клапанов № 3, 4, 5, 6—112 мм. Диаметр каждого стопорного клапана—250 мм.

Клапаны № 1, 2 открываются параллельно и осуществляют разгрузку клапанов № 3, 4, которые перемещаются параллельно и вместе с клапанами № 1, 2 обеспечивают мощность турбины, равную 75% номинальной. Клапаны № 5, 6 открываются последовательно.

Подвод пара к блоку парораспределения может быть осуществлен одним паропроводом $\varnothing 325$ мм либо двумя паропроводами $\varnothing 245$ мм в зависимости от схемы блока¹.

Так как промежуточный перегреватель пара установлен в газоходе котла, то в относительно длинных паропроводах промперегрева аккумуляровано большое количество пара. Значительный объем пара находится также в трубной системе промперегревателя. Для предотвращения опасного разгона ротора при сбросе нагрузки энергией этого пара и для возможности быстрого действия управления паровым моментом турбины на горячих нитках промперегрева, с двух сторон ЦВД установлены два блока клапанов (стопорно-регулирующих) промперегрева (рис. 8.2).

Пуск турбины, поддержание холостого хода и нагружение ее до 30% номинальной мощности осуществляется регулирующими клапанами высокого давления и промперегрева. Дальнейшее нагружение турбины протекает за счет открытия только регулирующих клапанов высокого давления при полностью открытых клапанах промперегрева.

¹ Схему подводов пара к паропусковой части ЦВД см. гл. 3.

8.3. КОНСТРУКЦИЯ БЛОКА ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

Блок парораспределения (рис. 8.3) по сравнению с отдельно установленными клапанами имеет следующие преимущества:

- отсутствие паропроводов между стопорным и регулируемыми клапанами;
- уменьшение потерь давления;
- уменьшение металлоемкости органов парораспределения;
- возможность уменьшения количества сервомоторов;

одновременный прогресс всех клапанов при работе только клапанов № 1 и 2.

Регулирующие клапаны выполнены заодно со штоками, без разгрузки, что упрощает их конструкцию и повышает надежность системы парораспределения.

Диаметр штока регулирующего клапана 42 мм, штока стопорного клапана 60 мм. Диаметры выбраны из условий прочности и получения относительно небольших выталкивающих усилий на клапан в зоне, близкой к полному открытию.

Корпус блока парораспределения представляет собой отливку из легированной стали¹ с двумя паропроводящими и тремя паростоящими патрубками.

При двухниточном подводе пара к ЦВД к одному паропроводящему патрубку приваривается заглушка. При четырехниточном подводе пара к двум паропроводящим патрубкам привариваются переходные патрубки, к которым присоединяются паропроводы острога пара.

Таким образом, для обоих вариантов подвода пара применяется один и тот же корпус блока парораспределения.

Внутренняя горизонтальная перегородка в корпусе блока вместе со стопорным клапаном делит внутреннюю часть блока на две камеры: нижнюю пароприемную и верхнюю парораспределительную. В пароприемной камере установлено паровое сито, предохраняющее проточную часть турбины от попадания твердых частиц.

Сито представляет собой стальной цилиндр с толщиной стенки 20 мм, на котором выполнены в шахматном порядке отверстия диаметром 5 мм. Сито имеет несверленные участки, обращенные в стороны подводящих патрубков.

Как видно на рис. 8.3, сито в верхней части фиксируется по заточке, выполненной по внутренней перегородке с вертикальным зазором 2-3 мм для компенсации его расширения во время прогресса блока парораспределения. В нижней части сито устанавливается на крышке стопорного клапана с диаметральным зазором 0,8-1,0* мм.

¹ О металлах для органов парораспределения см. § 8.6.

² Из условий сборки зазор был увеличен от 0,2 до 0,8-1,0 мм.

На первый период эксплуатации используется специальное пусковое сито с отверстиями 2 мм, что не сколько усиливает потери из клапана.

Стопорный клапан может занимать только два положения: «открыт» и «закрыт». Управ-

ление стопорным клапаном осуществляется односторонним пружинным сервомотором (см. гл. 10).

Паровое усилие на клапан при закрытом его положении, составляет около 1200 кН, поэтому стопорный клапан выполнен с разгрузочной.

Разгрузочный клапан составляет одно целое со штоком клапана. Ход его равен 5 мм при диаметре 70 мм. Размеры разгрузочного клапана и его ход, а также принцип разгрузки выполнены таким образом, что они обеспечивают блокировку стопорного клапана с регулируемыми клапанами турбины (паровая блокировка).

Смысл паровой блокировки заключается в том, что невозможно открыть стопорный клапан при открытых (или пеплотных) регулирующих клапанах при номинальном или близком к нему давлении пара.

При перемещении разгрузочного клапана на величину его хода пар проходит в пространство между стопорным и регулируемыми клапанами. При закрытом положении последних и достаточной их плотности давление пара в этом пространстве повышается и при противодействии на клапан, равном 80-85% номинального, сервомотор преодолевает паровое усилие и стопорный клапан открывается.

В качестве направляющих и уплотнительных элементов для штоков стопорного и регулирующих клапанов служат втулки с кольцевыми выточками (лабиринтами) на внутренней поверхности (рис. 8.3). Высота уплотнительной втулки 60 мм. Втулки устанавливаются в расточку крышки с зазором 0,02-0,04 мм. Зазор между штоком и втулками стопорного клапана 0,35-0,41 мм, между штоком и втулками регулирующих клапанов 0,30-0,35 мм на диаметр.

Стопорные и регулирующие клапаны допускают в процессе эксплуатации частичное и полное расхаживание¹.

В стопорном клапане применена бесфланцевая конструкция соединения крышки 5 с корпусом. Плотность соединения обеспечивается уплотнительным кольцом 3 из мягкой аустенитной стали.

Наружный конус уплотнительного кольца составляет около 3° и прижат к внутренней расточке корпуса. Внутренний конус кольца составляет примерно 30°, он поджимается усилием от давления пара и затяжкой гайки 1 (см. рис. 8.3). Упорная гайка 2 выполнена с мощной упорной трапециoidalной резьбой, чем обеспечивается прочность соединения. Такая же конструкция и у регулирующего клапана. В процессе сборки клапана упорные по-

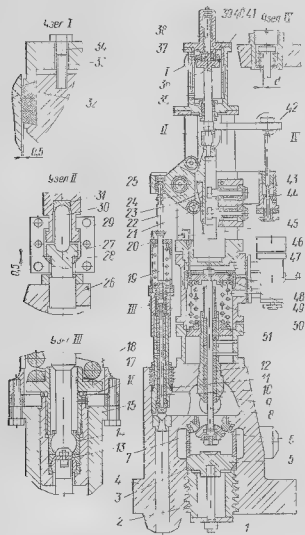


Рис. 8.3. Блок парораспределения.

1 — гайка, 2 — упорная гайка, 3 — уплотнительное кольцо, 4 — корпус блока парораспределения, 5 — крышка, 6 — стопорный клапан, 7 — паровое сито, 8 — шток стопорного клапана, 9 — втулка с кольцевыми выточками, 10 — шток регулирующего клапана, 11 — уплотнительная втулка штока регулирующего клапана, 12 — уплотнительная втулка штока стопорного клапана, 13 — гайка, 14 — опора шарнира, 15 — направляющая крышки клапана, 16 — шток, 17 — тарельца пружины, 18 — пружина регулировки, 19 — тарельца, 20 — тарельца пружины, 21 — ролик рычага, 22 — ролик рычага, 23 — направляющая ось, 24 — направляющий клин, 25 — рычаг распределительного устройства, 26 — тарельца, 27 — болт, 28 — сферическая шайба, 29 — муфта, 30 — палец, 31 — сферическая шайба, 32 — уплотнительное кольцо, 33 — кольцо корпуса сервомотора, 34 — болт, 35 — палец, 36 — рубашка, 37 — корпус сервомотора регулирующего клапана, 38 — корпус сервомотора, 39 — втулка, 40 — пружинка, 41 — крышка корпуса сервомотора, 42 — поводок, 43 — конус сферической шайбы, 44 — диаметр, 45 — элемент соединения штока стопорного клапана, 46 — втулка стопорного клапана, 47 — палец, 48 — втулка, 49 — корпус сервомотора стопорного клапана, 50 — пружина, 51 — тарельца пружины.

¹ О расхаживающих устройствах — см. гл. 10.

поверхности резьбы пригоняются друг к другу шабровкой.

Обязательным требованием является обеспечение равномерного распределенного плоскостного контакта между упорными поверхностями на площади не менее 75% номинальной.

Обычно при вскрытии блока парораспределения во время ремонта после 25—30 тыс. ч работы размеры уплотнительных колец оказываются уменьшенными (в основном по диаметру), что может привести к изменению осевого положения крышек при затяжке их до упора. Уменьшение размеров колец объясняется большой пластической деформацией металла сверх предела текучести. Уменьшенные кольца во время ремонта могут быть установлены на прежнее место и деформированы в исходное состояние водой с давлением 24 МПа при опрессовке котла.

Опыт эксплуатации ларовых турбин на повышенные и сверхкритические параметры пара показал, что регулирующие клапаны могут вращаться в паровом потоке. Длительные наблюдения за этим явлением показали, что вращение клапана происходит при несимметричном подводе пара и возникновении вихревого (вращательного) потока в зоне клапана.

Для устранения вращения парового потока применяются перегородки, выполненные заодно с крышками клапанов. На регулирующих клапанах применяются также параллельные срезы, входящие в пазы крышек. Такое закрепление клапана в неподвижной детали является эффективным средством, предотвращающим вращение клапана в паровом потоке.

Седло 1 (рис. 84,а), которое применяется для регулирующих клапанов № 3, 4, 5, 6, установлено в расточке корпуса с натягом 0,10—0,13 мм.

Крепление седла выполняется следующим образом: восемь шпоночных сегментов 2 введены во внутренний паз, выполненный в корпусе блока, и образуют кольцо, в которое входит тайка, затянутая до упора. Сегменты фиксируются двумя штифтами диаметром 10 мм, входящими в отверстия по плотной посадке. Этими же штифтами седло удерживается от поворота. Отверстие закрывается резьбовой пробкой.

Существовавшая первоначально конструкция седла и его крепление в корпусе (рис. 84,б) существенно отличалась от указанной выше. Седло 1 входило в расточку корпуса с натягом 0,08—0,12 мм и фиксировалось посредством зачеканенных уплотнительных колец 2 из мягкой аустенитной стали.

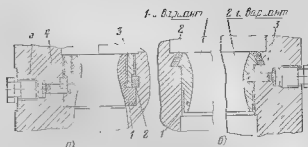


Рис. 84. Крепление седла регулирующего клапана

а — седло регулирующего клапана (клапаны № 3, 4, 5, 6); 1 — седло, 2 — шпоночный сегмент, 3 — ключ, 4 — штифт, 5 — резьбовая пробка, б — седло регулирующего клапана (клапаны № 1, 2); 1 — седло с зачеканенными уплотнительными кольцами, 2 — штифт, 3 — зачеканенный уплотнительный кольцами и двумя штифтами

1 — седло; 2 — уплотнительное кольцо; 3 — штифт

С течением времени натяги уменьшались и происходила выпрессовка седел.

С учетом этого крепление седла усилено радиальными штифтами диаметром 10 мм (по два штифта на седло). Однако через некоторое время штифты оказались срезанными и выпрессовка седла повторилась.

Аэродинамические исследования регулирующих клапанов показали, что за диффузорной частью седла возникают значительные вытягивающие усилия, а пульсации парового потока является причиной ослабления крепления седла.

Для создания прижимающих паровых усилий и уменьшения пульсаций потока изменены геометрические размеры седла и конфигурация диффузорной части, выполненной в корпусе.

Применяющееся на регулирующих клапанах № 1, 2 седло устанавливается в корпус с натягом 0,08—0,12 мм и удерживается двумя штифтами. Седло стопорного клапана фиксируется зачеканенными кольцами из мягкой аустенитной стали (рис. 84,б, 2-й вариант). Случаев выпрессовки седла стопорных клапанов не наблюдалось.

Объясняется это тем, что стопорные клапаны в процессе эксплуатации находятся в полностью открытом положении и поток пара в седле является более устойчивым по сравнению с течением пара в седлах регулирующих клапанов.

Передача усилий от сервомотора к регулирующим клапанам осуществляется распределительным (промаслочным) устройством, обеспечивающим необходимый порядок открытия клапанов (см. рис. 83).

Шток сервомотора муфтой соединен с рейкой 26, которая при своем перемещении направляется двумя осями 23, вращающимися в роликовых подшипниках 22. На трех сторонах рейки установлены клинья 24, имеющие профильные поверхности, обеспечивающие за-

данный закон открытия регулирующих клапанов.

Открытие регулирующего клапана происходит следующим образом: при перемещении рейки вниз рычаг 25 поворачивается по часовой стрелке вокруг своей оси. При этом ролик 21 перекачивается по профильной поверхности клина. С левым концом рычага посредством шарового сочленения соединена тяга 19, которая шарниром 13 связана со штоком клапана 10. Перемещение левого конца рычага вверх вызывает открытие регулирующего клапана.

Закрытие регулирующего клапана осуществляется пружиной сжатия 18. Пружина обеспечивает также статическую устойчивость клапана в зоне, где возникает отрицательное усилие, направленное в сторону открытия клапана.

В ряде конструкций парораспределительных органов закрытие клапанов производится при помощи приводного механизма. Однако и в этом случае пружина выбирается таким образом, что она обеспечивает закрытие регулирующего клапана в случае выхода из строя приводного механизма или полного исчезновения давления рабочей жидкости.

Пружина каждого клапана установлена в специальном стакане 20, соединенном посредством фланцевого соединения с направляющей крышкой клапана.

Для предотвращения перекашивания действия пружины на шток регулирующего клапана усилие пружины передается через тарелку 17 на опору шарнира 14, установленную в стакане 16 и соединенную с штоком клапана.

Опыт эксплуатации турбин подтвердил целесообразность конструктивного объединения стопорного и регулирующего клапанов в одном блоке. В результате отсутствия паропроводов между стопорным и регулирующими клапанами значительно снизились потери давления. Потери составляют на стопорном и регулирующих клапанах 0,686 МПа (7 кгс/см²), т. е. меньше принятых потерь давления при расчете парораспределения. Уменьшились паровые объемы и вследствие этого снизился заброс чаготи вращения при полном сбросе нагрузки.

Разборка и сборка клапанов и распределительного механизма во время ремонта не представляют собой особых затруднений.

Опыт эксплуатации подтвердил также правильность выбора марки стали для корпуса блока парораспределения.

8.4. КОНСТРУКЦИЯ БЛОКА КЛАПАНОВ

Как было отмечено выше, для защиты турбины при сбросе нагрузки от разгона паром, аккумулярованным в промперегревателе и

паропроводах между ним и турбиной, на линиях подвода пара в ЦСД устанавливаются регулирующие и стопорные клапаны.

При проектировании первой турбины с промперегревом пара разработана комбинированная (совмещенная) конструкция стопорно-регулирующего клапана¹, которая была внедрена во всех турбинах с промперегревом пара.

Принципиальной особенностью блока клапанов промперегревателя является наличие одного запорного органа, управляемого двумя сервомоторами, действующими независимо друг от друга² (рис. 8.5).

Сервомоторы односторонние, пружинные. Наружный сервомотор находится под воздействием системы защиты и закрывает клапан при ее срабатывании. Внутренний сервомотор управляется системой регулирования.

Шток комбинированного клапана выполнен двойным. На нижний конец наружного штока пустотелого штока 7 навинчена цилиндрическая гайка 5 (толкатель), предназначенная для принудительного перемещения клапана на закрытие. Верхний конец наружного штока соединен с поршнем наружного сервомотора. Внутренний шток 6 входит в расточку паружного штока и при своем движении перемещает клапан 3. Верхний конец внутреннего штока соединен с поршнем внутреннего сервомотора. Диаметр внутреннего штока — 60 мм, наружного — 100 мм.

Таким образом, внутренний шток, а также поршень внутреннего сервомотора в виде не соприкасаются с неподвижными деталями, чем обеспечивается надежность конструкции, равноценная надежности двух последовательно включенных стопорного и регулирующего клапанов.

В результате внедрения данной конструкции блока клапанов промперегревателя потери на дроселирование пара снизились на 50% по сравнению с потерями при наличии двух клапанов.

В закрытом положении на клапан действует усилие около 500 кН (~50 т), поэтому клапан выполнен с разгрузкой. Разгрузочный клапан, изготовленный отдельно с внутренним штоком, перемещаясь вверх, выпускает пар из камеры разгрузочного цилиндра. При этом давление пара и усилие на клапан резко снижаются.

Как известно, по мере подъема клапана паровое усилие, действующее на него, меняет

¹ В дальнейшем будем называть его «блок клапанов промперегревателя».

² Подробно о сервомоторах блока клапанов промперегревателя — см. гл. 10, § 10.7.

свое направление и величину. В определенной зоне открытия клапана усилие, направленное снизу вверх, превышает усилие противоположного знака и клапан резко перемещается вверх, закрывая отверстие разгрузочного клапана. Давление пара в разгрузочном цилиндре мгновенно повышается и клапан начинает двигаться вниз. Возникает вибрация клапана, которая может привести к разрушению клапана.

Для предотвращения этого явления предусмотрено паровое нагружение, идея которого заключается в увеличении поступления пара в камеру разгрузочного цилиндра по мере подъема клапана, чем достигается постоянное направление угляя в сторону закрытия клапана.

Увеличение поступления пара в разгрузочный цилиндр происходит благодаря конусности на его внутренней поверхности. Паровое давление оказалось достаточно эффективным и применяется на всех клапанах разгрузкой.

Внутри разгрузочного цилиндра выфрезерованы два паза, куда с двусторонним зазором 0,75–0,90 мм входят выступы, выполненные диаметрально на толкателе 5, предотвращающие вращение клапана в паровом потоке.

В открытом положении клапана толкатель прижат усилием ссрвомотора к крышке 12, что предохраняет его от возможного вращения. Ход штока основного клапана — 106 мм, из них 10 мм составляет перемещение разгрузочного клапана; ход толкателя — 96 мм.

Седло 2 устанавливается в расточку корпуса и фиксируется расчеканенными кольцами из мягкой аустенитной стали аналогично креплению седла стопорного клапана блока парораспределения.

Уплотнение внутреннего штока в наружном выполнено в виде кольцевых выточек на поверхности штока, образующих серию лабиринтов. Зазор между внутренним штоком и прасточкой наружного составляет 0,30—0,36 мм на диаметр.

Уплотнение наружного штока выполнено аналогично уплотнению штоков створных и регулирующих клапанов высокого давления. Шток перемещается во втулках, на внутренней поверхности которых выполнены кодачевые выточки (лабиринты). Высота втулки 120 мм. Втулка устанавливается в расточку крышки клапана на плотной посадке. Зазор между наружным штоком и втулками составляет 0,500-0,565 мм на диаметр

Из уплотнений обоих штоков осуществлен двойной отсос пара с двух диаметрально противоположных сторон. Для охлаждения што-

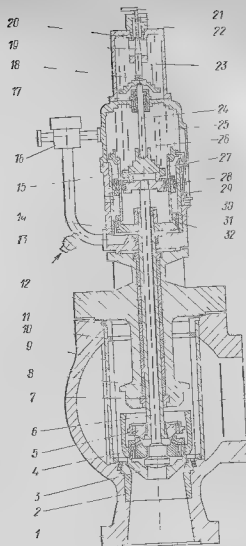


Рис. 8.5. Блок клапанов промпрегрева

Рис. 8.5. Блок клягланг промисленик

ков и их уплотнений через крышку клапана с двух сторон подводится пар из «холодной» нитки промпарегрева давлением 4 МПа и температурой 370°С (при номинальной нагрузке).

Внутри корпуса блока клапанов установлено паровое сито, предохраняющее проточные части ЦСД и ЦНД от попадания твердых частиц.

Сито представляет собой цилиндрический каркас с толщиной стенки 16 мм, на котором выполнены в шахматном порядке отверстия диаметром 45 мм. К каркасу приварена сетка толщиной 6 мм с отверстиями диаметром 4 мм. Сито имеет несверленные участки, обращенные в стороны подводящих патрубков.

Для увеличения жесткости сита между каркасом и сеткой приварены два кольца, одно на расстоянии 100 мм от верхнего торца и второе заплотило с нижним торцом. После приварки нижнее кольцо обрабатывается по диаметру 550 мм для установки сита в корпус. Нижняя часть сита фиксируется по заточке диаметром 550 мм, выполненной в корпусе блока с диаметральной зазором 0,2–0,3 мм.

В верхней части сито удерживается кольцом диаметром 665 мм и от вращения четырьмя выступами, каждый шириной 16 мм.

Для компенсации расширения сита во время прогрева блока клапанов предусмотрен вертикальный зазор 4,5 мм между веревками планками 11 и крышкой блока.

Корпус блока клапанов представляет собой отливку из легированной стали и выполнен из условий прочности в виде сферы с внутренним радиусом 535 мм и толщиной стенки 80 мм.

Для варианта с двухниточным подводом пара корпус имеет один паровпуск, условный проход которого равен 550 мм. Для варианта с четырехниточным подводом пара корпус выполнен с двумя паровпусками, условный проход каждого равен 380 мм.

На верхнюю часть корпуса по диаметру 1030 мм устанавливается литая крышка 12,

в расточке которой смонтированы уплотнительные втулки 8 и подвижные детали блока клапанов. К фланцу нижнего патрубка (условный проход 440 мм) присоединяется стальное литое колено, предназначенное для подвода пара в ЦСД.

Клапан диаметром 440 мм состоит из собственно клапана 3, на который навинчен разгрузочный цилиндр 4. Соединение этих двух деталей тщательно обваривается. Клапан и разгрузочный цилиндр выполнены из кованой легированной стали.

На крышке клапана устанавливается блок сервомоторов, который центрируется по верхней расточке крышки.

Блок клапанов установлен двумя припаятыми к корпусу лапками на качающейся опоре грузового типа. Опора выполнена таким образом, что она разгружает фланец паровпуска ЦСД от момента, создаваемого блоком клапанов.

Как видно из рис. 8.6, опора состоит из кронштейна 1, в приливы которого смонтированы два роликовых подшипника 2. В этих подшипниках проворачивается валик 3, закрепленный в рычаге 4. К концу рычага прикреплен груз (набор дисков), уравновешивающий массу блока клапанов, приложенную к другому концу рычага.

При изменении температурных режимов турбины возникают тепловые расширения ее, вызывающие смещение блока клапанов в вертикальной плоскости и в горизонтальном направлении. Качающаяся опора полностью компенсирует эти смещения. При помощи сферы 5 левый конец рычага опирается в плиту 6, а последний посредством трех шаров 7 служит опорой для плиты 8, прикрепленной к лапе блока клапанов.

Пространство между латой и плитой заполнено тепловой изоляцией для предохранения от чрезмерного нагрева элементов опоры. Плита выполнена из инструментальной стали, обладающей высокой твердостью и сохраняющей ее при высоких температурах.

8.5. ПРУЖИНЫ ОРГАНОВ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

Пружины, применяющиеся в системах парораспределения при регулировании, изготавливаются из кремнистой стали¹ (для устройств, работающих в условиях температуры до 250°С) или же из хромованадиевой стали (до температуры 400°С). Эти стали относятся к категории высокопрочных с лучшей устойчивой прочностью — материалов.

¹ Подробные сведения об этих сталях см. § 8.6.

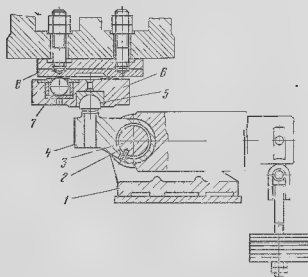


Рис. 8.6. Опора блока клапанов промпрегрева.

1 — кронштейн; 2 — роликовый подшипник; 3 — валик; 4 — рычаг; 5 — сфера; 6 — плита; 7 — шар; 8 — плита.

Допускаемые напряжения для пружин обычно устанавливаются на основании опыта их исследований и эксплуатации. К сожалению, в технической литературе мало опубликовано данных по допускаемым напряжениям для пружин с диаметром проволоки больше 12 мм.

Выбор допускаемых напряжений производится в зависимости от предела прочности материала (σ_B). С увеличением диаметра проволоки снижается предел прочности, что вызывает уменьшение допускаемых напряжений.

На основании опыта проектирования и исследования пружин и учета степени их ответственности можно рекомендовать следующие зависимости для выбора допускаемых напряжений (кремнистая сталь).

1. Пружины ответственного назначения, работающие при меняющейся в ограниченных пределах нагрузке:

$$\tau_{доп} = (0,3 \div 0,4) \sigma_B.$$

2. Пружины ответственного назначения, работающие при статической нагрузке:

$$\tau_{доп} = (0,4 \div 0,5) \sigma_B.$$

3. Пружины менее ответственные (заменяемые):

$$\tau_{доп} = (0,6 \div 0,7) \sigma_B.$$

При выборе допускаемых напряжений необходимо учитывать некоторые факторы, влияющие на работу пружины. К ним следует отнести:

- условия работы пружины (температура и коррозионная активность среды);
- термообработку стали (вид термообработки), качество материала;
- характер нагружения (статический или динамический) и т. д.

Напряжения в витковых цилиндрических пружинах растяжения и сжатия определяются [45] по формуле

$$\tau = k \frac{8PD}{\pi d^3}, \quad (8.1)$$

где P — сила, сжимающая или растягивающая пружину; D — средний диаметр пружины; d — диаметр проволоки; k — коэффициент, учитывающий кривизну витка и деформацию среза и зависит от индекса пружины $c = D/d$.

Значения коэффициента k приводятся в [45] в зависимости от индекса пружины c :

c	3	4	5	6	8	10
k	1,58	1,4	1,3	1,25	1,18	1,14

Таким образом, уменьшение индекса пружины влечет за собой при прочих равных условиях повышение напряжений.

Наиболее приемлемые значения индекса пружины с точки зрения как прочности, так

и конструкции следует считать 5, 6, 8 Индексы 3, 4, 10 (и превышающие 10) при проектировании пружин применять не рекомендуется.

Максимальные напряжения возникают на внутренних волоках сечения витка пружины, так как тангенциальные напряжения от кручения и среза на внутренних волоках складываются между собой. Коэффициент k можно определить по формуле

$$k = \frac{4c-1}{4c} \left(1 + \frac{0,615}{c} \right). \quad (8.2)$$

На основании опыта проектирования и исследования пружин на ХТГЗ получены ориентировочные значения допускаемых напряжений для применяемых в системах парораспределения и регулирования пружин ответственного назначения в зависимости от диаметра проволоки (кремнистая и хромованадиевая сталь). Эти данные приведены в табл. 8.1.

Таблица 8.1

Допускаемые напряжения для пружин ответственного назначения

$d_{\text{пружинной}}$, мм	$\tau_{\text{доп}}$	
	МПа	кгс/мм ²
10—16	76—437	76—63
18—24	617—539	63—55
26—32	514—441	52—45
34—40	421—372	43—38
42—48	352—294	36—30

Пружины регулирующих клапанов, а также ответственные пружины регулирующих устройств турбины подвергаются сжатию до соприкосновения витков и выдерживаются в таком состоянии около 24 ч.

Сжатие повышает несущую способность пружин в пределах упругих деформаций. В результате сжатия пружина получает некоторую дополнительную усадку, которая учитывается в технологическом процессе.

8.6. МЕТАЛЛЫ ОРГАНОВ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ. ПОВЕРХНОСТНОЕ УПРОЧНЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ

Как уже упоминалось, металлы, из которого изготавливаются находящиеся под влиянием высокой температуры пара, детали парораспределения претерпевают структурные изменения, не наблюдающиеся в обычных условиях работы при низких температурах.

При непосредственном воздействии пара высокой температуры на напряженные детали системы парораспределения снижается твердость и прочность металла. Особенно это проявляется при температуре пара, превышающей 500° С.

Материалы основных деталей парораспределения (блока парораспределения и блока клапанов промпрегрета)

Наименование деталей	Материал	Обозначение
Блок парораспределения		
Корпус блока	Сталь, содержащая хром, молибден, ванадий	15X1M1Ф Л (литье)
Патрубки	Сталь, содержащая хром, молибден, ванадий	15X1M1Ф
Сито паровое	Сталь, содержащая хром, молибден, ванадий, никель и вольфрам	15X12ВНМФ (ЭН-802)
Клапан, седло, шток, уплотнительная втулка, штифт, крышка клапана, упорные гайки, тяга, шарнир	Сталь, содержащая хром, молибден, ванадий, титан и бор	20X1M1Ф1ТР (ЭП-182)
Кольцо уплотнительное	Сталь аустенитная, содержащая хром, никель и титан	12X18Н9Т (12X18Н10Т)
Пружина	Кремнистая сталь	60С2А
Блок клапанов промпрегрета		
Корпус блока, крышка корпуса, патрубок	Сталь, содержащая хром, молибден, ванадий	15X1M1Ф Л (литье)
Сито паровое	Сталь аустенитная, содержащая хром, никель и титан	12X18Н9Т (12X18Н10Т)
Клапан, седло, шток, шток толкателя, уплотнительная втулка, гайка упорная, толкатель	Сталь, содержащая хром, молибден, ванадий, никель и вольфрам	15X12ВНМФ (ЭН 802)

В результате многочисленных исследований, а также на основе изучения опыта эксплуатации элементов парораспределения на электростанциях для основных деталей парораспределения турбины выбраны приведенные в табл. 8.2 легированные стали.

До 1969 г. корпуса (блоков) парораспределения изготавливались из стали (содержащей хром, молибден, ванадий, ниобий и кремний) марки 15X2M2ФБС-Л (П-3).

В связи с переходом на температуру острого пара 540°С (вместо 565°С) стало возможным применять менее жаропрочную сталь 15X1M1Ф-Л, которая более пластична и значительно более технологична по сравнению со сталью 15X2M2ФБС-Л.

Переходу на новую марку стали для корпуса блока парораспределения (рис. 87) предшествовало исследование металла опытной отливки корпуса из стали 15X1M1Ф-Л массой около 12 т.

Для проведения исследований корпус был разрезан на части с учетом характерных зон: патрубков, лап и нижней части отливки с минимальной толщиной стенки.

В результате исследований установлено, что наиболее прочным является материал на центральной расточке и на термиферив стенке корпуса.

$$\sigma_B = 588 \pm 765 \text{ МПа (60-78 кгс/мм}^2\text{)};$$

$$\sigma_{0.2} = 353 \pm 520 \text{ МПа (36-53 кгс/мм}^2\text{)}.$$

Минимальными значениями прочности обладает материал в центральной части продольного разреза корпуса.

$$\sigma_B = 540 \pm 588 \text{ МПа (56-60 кгс/мм}^2\text{)};$$

$$\sigma_{0.2} = 304 \pm 343 \text{ МПа (31-35 кгс/мм}^2\text{)}.$$

Здесь и в дальнейшем σ_B — предел прочности при растяжении; $\sigma_{0.2}$ — напряжение, вызывающее в образце остаточное удлинение на 0,2% начальной его длины.

Прочностные характеристики металла патрубков находятся на достаточно высоком уровне.

$$\sigma_B = 588 \pm 686 \text{ МПа (60-70 кгс/мм}^2\text{)};$$

$$\sigma_{0.2} = 441 \pm 510 \text{ МПа (45-52 кгс/мм}^2\text{)}.$$

В области лап (максимальное сечение корпуса) зафиксированы следующие значения:

$$\sigma_B = 540 \pm 735 \text{ МПа (55-75 кгс/мм}^2\text{)}.$$

$$\sigma_{0.2} = 275 \pm 549 \text{ МПа (28-56 кгс/мм}^2\text{)}.$$

Исследования металла в пределах жаропрочности 20–600°С показали, что при температуре, близкой к 600°С, прочность снижается, а пластичность металла повышается.

Предел длительной прочности колеблется в зависимости от зоны отливки и продолжительности испытаний за 100 000 ч в пределах 83–118 МПа (8,5–12 кгс/мм²) при температуре 565°С.

Детали клапанов блока парораспре-

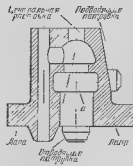


Рис. 87. Корпус блока парораспределения (корпус показан в рабочем положении; формовка отливки производится в переворотном положении).

ления до 1969 г. изготавливались из разработанной ЦНИИТМАШ стали 15ХМФКР (П-1), содержащей хром, молибден, ванадий, кобальт и бор. Затем для изготовления указанных деталей использовалась сталь 20Х1М1Ф1ТР (ЭП-182). Сопоставление механических свойств и жаропрочности этих сталей по данным [31 и 67] показывает, что сталь 20Х1М1Ф1ТР (ЭП-182) обладает более высокой жаропрочностью и лучшими показателями по механическим свойствам, чем сталь 15ХМФКР (П-1).

Механические свойства жаропрочной нержавеющей стали, из которой изготавливаются подвижные детали, а также седла и уплотнительные втулки клапанов промпрегрева, приведены в табл. 8.3.

Таблица 8.3

Механические свойства стали 15Х12ВНМФ (ЭП-802) при различных температурах (данные ЦКТИ)

Температура, °С	σ _{0.2}	σ _В	δ ₅ *	φ
	МПа (кгс/см²)		%	
20	735 (75)	872 (89)	13	58
500	519 (53)	568 (58)	14	78
550	477 (48)	500 (51)	19	71
565	431 (44)	470 (48)	17	68
580	412 (42)	441 (45)	21	86

* Здесь и в дальнейшем изложены δ₅ — относительное удлинение на 5%-м участке образца, φ — относительное сужение

Пружины регулирующих клапанов изготавливаются из кремнистой стали 60С2А.

Примерный химический состав, %, стали 60С2А

C	Mn	Si	Cr	P	S	Ni
0,55—0,65	0,6—0,9	1,0—2,0	0,3	0,04	0,04	0,5

Механические свойства стали 60С2А (после термообработки)

Предел прочности σ _В . . .	1470—1568 МПа (15 000—16 000 кгс/см²)
Предел пропорционально-σ _{0.2} . . .	1274—1372 МПа (13 000—14 000 кгс/см²)
Удлинение при разрыве δ . . .	5—7%
Относительное сужение φ . . .	30%
Модуль упругости Е . . .	60 360 МПа (620 000 кгс/см²)

Поверхностное упрочнение применяется для повышения износостойкости, усталостной прочности и коррозионной стойкости стали.

Для поверхностного упрочнения деталей парораспределения и регулирования применяется азотирование¹.

В зависимости от марки стали и параметров процесса азотирования твердость упрочненной поверхности может достигать до HV—1000.

Процесс азотирования осуществляется в специальных печах в потоке аммиака, который под действием высокой температуры распадается на азот и водород. Температура азотирования в зависимости от требований к упрочнению поверхности колеблется в пределах от 520 до 560°C, а продолжительность процесса — от 24 до 48 ч. От этих факторов зависит глубина азотированного слоя и поверхностная твердость стали.

В результате многочисленных исследований установлено, что для деталей, работающих в условиях высоких нагрузжений, требуется глубокий азотированный слой.

Полная глубина азотированного слоя может быть равной 0,5—0,9 мм, однако эффективная глубина (т. е. глубина достаточно твердого слоя) не превышает 0,25—0,30 мм.

Важно отметить, что в процессе азотирования все марки сталей дают равноценные результаты. Углеродистые стали, например, в результате азотирования не повышают своей твердости, зато поверхность этой стали становится коррозионно-стойкой, что дает возможность внедрить на заводе антикоррозионное азотирование углеродистых сталей.

Нержавеющие стали не азотируются. Исключение составляют стали марتنситно-ферритного класса (15Х1М1Ф, 15Х12ВНМФ), которые азотируются вполне удовлетворительно.

Успешные результаты получаются при азотировании хромомолибденовых и хромомолибденованадиевых сталей.

В процессе азотирования происходит увеличение размеров азотированных деталей, происходящее в прямой зависимости от глубины слоя (при продолжительности процесса) и температуры среды, при которой происходит азотирование.

Некоторый рост размеров азотированных деталей происходит и во время эксплуатации турбоагрегата под воздействием высокой температуры пара. Приращение размеров становится особенно заметным в начальной стадии работы этих деталей, примерно после 1000—1500 ч, затем оно почти прекращается.

Увеличение размеров деталей как в процессе азотирования, так и во время эксплуатации зависит и от марки стали.

Как показала опыт эксплуатации, азотирование как средство поверхностного упрочнения является удовлетворительным до температуры рабочего тела (пара) 520—530°C. При более высоких температурах (550—570°C) происходит процесс дезазотации, заключающийся в диффузионной азота в глубь металла с резким снижением поверхностной твердости.

Наблюдения за работой органов парораспределения турбины показали, что после 3000 ч непрерывной эксплуатации твердость азотированных деталей снижается с первоначальной HV—800—900 до HV—350—400, после чего снижение твердости протекает очень медленно.

На рис. 8.8 представлена кривая, характеризующая снижение твердости по длине штока после двухлетней эксплуатации (17 000 ч) при температуре острого пара 540°C. Материал штока сталь 15ХМФКР (П-1).

¹ Азотирование — процесс насыщения поверхности сталей, в результате чего поверхность приобретает высокую твердость при достаточно малой и пластичной сердцевине.

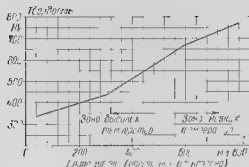


Рис. 88. Кривая деазотации по длине штока регуляторного клапана

Азотирование является наиболее эффективным средством повышения усталостной прочности и коррозионной стойкости пружин¹. По некоторым данным предел усталости пружины, подвергшейся азотированию, повышается на 50–60%.

В упрочненном слое пружины возникают сжимающие напряжения, локализирующие места концентрации напряжений (надрезы, волновины и др.).

Азотирование не может обеспечить надежную работу органов парораспределения при температуре пара выше 550°C, эффективность азотирования снижается до недопустимого уровня.

Таким образом, проблема поверхностного упрочнения деталей парораспределительных органов в условиях современных параметров пара требует других решений.

На некоторых заводах ведутся работы по поверхностному упрочнению деталей парораспределения (штоков регулирующих и стопорных клапанов) путем наплавки стеллитом рабочих поверхностей штоков. После наплавки штоки обрабатываются специальными резцами либо наждачными устройствами. Толщина слоя стеллита после обработки составляет 2–3 мм, поверхностная твердость $HV=500$.

В турбостроении ведутся исследования других способов поверхностного упрочнения, в частности диффузионного хромирования с последующей нитридизацией.

В настоящее время этот способ упрочнения освоен для деталей из аустенитной стали (ЭИ-612). Процесс диффузионного хромирования деталей заключается в диффузионном насыщении поверхности детали хромирующей смесью, состоящей из 70% мсталического хрома², 29% окиси алюминия (Al_2O_3) и 1%

йодистого аммония при температуре 1100°C. Последующая нитридизация осуществляется в среде азота при температуре 1100°C.

Глубина упрочненного слоя составляет 0,08–0,12 мм, поверхностная твердость $HV=600$.

В процессе упрочнения происходит незначительный рост размеров деталей, который учитывается в технологических процессах.

Во время эксплуатации упрочненных этим методом деталей из стали ЭИ 612 не наблюдается увеличения их размеров.

Любая длительность эксплуатации не вызывает разупрочнения деталей, что является существенным преимуществом диффузионного хромирования перед азотированием.

8.7. ХАРАКТЕРИСТИКИ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

Исследования закона изменения расхода пара через клапан при разных его положениях показывают, что пропуск пара не всегда подчиняется линейной зависимости от подъема клапана.

Отсутствие прямой пропорциональности между расходом пара и подъемом клапана объясняется нелинейностью зависимости изменения проходного сечения открываемого клапана от его подъема. Необходимо также учесть, что пропуск пара через клапан зависит не только от его сечения, но и от перепада давления на нем, который меняется по мере изменения открытия клапана.

Важнейшей характеристикой парораспределения является зависимость расхода пара через турбину от перемещения сервомотора части высокого давления (расходная характеристика).

Линейность этой характеристики имеет большое значение для системы регулирования в целом, и, как было указано ранее, от нее в значительной части, зависит форма статической характеристики регулирования турбины.

Спрямолинейная расходная характеристика достигается обычно путем применения приближенных способов

профилированием рабочих поверхностей кулачков и клиньев распределительного механизма. Этот способ спрямления расходных характеристик широко используется при проектировании и наладке систем парораспределения турбин ХТГЗ и, в частности, применен на турбине К-300-240.

Линейной локальной характеристики клапана путем применения дросельного вентильного на седле или дросельного копуса на клапане. Этот способ является наиболее радикальным и применен на регулирующих клапанах № 1 и 2 турбины.

¹ На ХТГЗ азотированию подвергаются пружины из пружинистой стали марки В0С2А.

² Мсталический хром должен быть размельчен до порошка в шаровой мельнице.

введеннем перекрыши в открытие регулирующих клапанов, т. е. каждый последующий клапан начинает открываться до того, как полностью откроется предыдущий, при этом как бы исключается та часть характеристики клапана, в зоне которой почти не происходит приращения расхода пара.

Перекрыши в открытии клапанов можно определить из рис. 8.9, на котором представлена зависимость перемещения регулирующих клапанов от хода сервомотора части высокого давления (последовательность открытия клапанов).

Расходная характеристика является основной первичной профилирования клинв рас предельного механизма.

Исследованы системы парораспределения с клинами, профили которых выполнены в соответствии с расчетными данными, показали, что полученные действительные расходные характеристики отличаются от расчетных. Некоторые участки статической характеристики слишком круты, в то время как другие участки полого

Потребовался ряд корректировок профилей клинв для получения приемлемой характеристики парораспределения и в конечном счете статической характеристики желаемой формы.

На рис. 8.10 представлена зависимость мощности на клеммах генератора от положения сервомоторов (нагрузочная характеристика), снятая после корректировки парораспределения Союзтехэнерго на одной из турбин Трипольской ГРЭС. Видно, что после корректировки получена приемлемая статическая характеристика, обеспечивающая устойчивую работу системы регулирования.

На регулирующие клапаны современных турбоагрегатов действуют паровые усилия и усилия пружин, которые могут достигать больших значений. Мощность сервомоторов (их размеры и давление рабочей жидкости) устанавливается в зависимости от суммарных усилий на регулирующие клапаны.

Особую актуальность этот вопрос приобретает при создании системы парораспределения турбины со сверхкритическим давлением пара. При принятом для турбины К 300 240 давлении паровое усилие на регулирующий клапан № 1 (диаметром 75 мм) при закрытом его положении составляет 70 кН (7142 кг.), а на регулирующий клапан № 5 (диаметром 112 мм) — 80 кН (8163 кг).

При открытии клапана от седла и дальнейшем его открытии на нижнюю плоскость клапана, находящуюся под давлением пара за клапаном, действует отрицательное усилие (втягивание сечения штока), увеличивающееся по мере подъема клапана.

При каком-то промежуточном положении клапана оба усилия — на закрытие и на от-

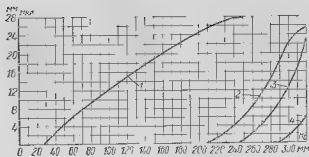


Рис. 8.9. Зависимость открытия регулирующих клапанов от положения сервомоторов ЧВД (на горячей турбине).

1 — клапан № 1; 2 — клапан № 3; 3 — клапан № 2; 4 — клапан № 6

крытие уравниваются и при дальнейшем его подъеме отрицательное усилие превышает усилие, направленное на закрытие регулирующего клапана, и оказывает на него втягивающее действие.

Для определения паровых усилий на регулирующие клапаны по мере их подъема необходимо знать давления пара перед клапаном и за ними во всем диапазоне открытия клапанов. Давление перед регулируемыми клапанами определяется как разность начального давления и потери давления в стопорном клапане, которая находится в зависимости от расхода пара и потери давления в стопорном клапане при номинальной нагрузке.

Давление пара за регулируемыми клапанами определяется как сумма давления перед сгруппированными соплами и потерь давления в паропроводах, соединяющих блоки парораспределения с сопловыми камерами ЧВД. Эта потеря давления зависит от расхода пара и потери давления в паропроводах при номинальной нагрузке.

Площади проходных сечений клапана, по мере его подъема находящиеся под действием давления пара за клапаном, определяются графически.

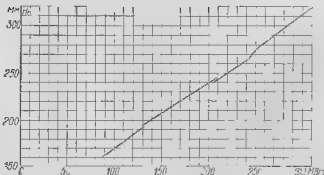
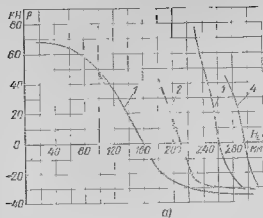
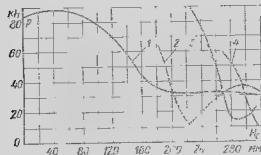


Рис. 8.10. Зависимость мощности на клеммах генератора от положения сервомоторов ЧВД



а)



б)

Рис. 8.11. Силловые характеристики системы парораспределения.

а - зависимость паровых усилий на регулирующие клапаны от положения сервомоторов ЧВД, б - зависимость суммарных усилий на регулирующие клапаны от положения сервомоторов ЧВД (1 - 4 см в вертикальном направлении к рис. 8.10)

Зная давление пара и площади проходных сечений клапана, определяют паровые усилия, действующие на открытие клапана, на всем диапазоне его хода.

На рис. 8.11,а приведены силловые характеристики системы парораспределения, представляющие изменение паровых усилий на регулирующие клапаны в зависимости от положения сервомоторов ЧВД. При каком-то положении сервомотора (открытия клапана) кривая изменения паровых усилий пересекает линию абсцисс (равновесную или нулевую линию) и на клапан начинает действовать отрицательное усилие, направленное в сторону его открытия.

Например, при перемещении поршня сервомотора на 156 мм отрицательное усилие на регулирующий клапан № 1 (2) становится больше усилия, направленного на закрытие клапана. Максимальное значение разности усилий составляет 33 кН (3367 кг).

Необходимо учесть, что результаты определения паровых усилий на всем диапазоне подъема клапана (в промежуточных положениях) являются приближенными. Неточность

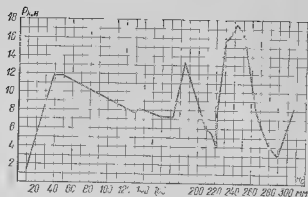


Рис. 8.12. Диаграмма суммарных усилий (с учетом сил трения), действующих на поршень сервомотора (близ парораспределения № 1).

полученных данных объясняется приближенным подсчетом давлений пара за регулирующими клапанами¹ и приближенным определением площади воздействия давления пара на клапан.

Как было указано в § 8.1, точное определение паровых усилий возможно путем опытной проверки модели клапана. Однако полученные на основании расчетов данные являются достаточно достоверными для расчета сервомоторов.

Для создания постоянного по знаку усилия на всем диапазоне открытия на клапане устанавливается пружина сжатия, усилие которой изменяется пропорционально натягу (перемещению клапана).

Открытие регулирующего клапана вызывает возникновение и увеличение по мере его подъема отрицательного усилия, но одновременно в прямой зависимости увеличивается и усилие пружины. Таким образом, суммарное усилие (от давления пара и пружины) направлено в сторону закрытия клапана.

На рис. 8.11,б приведены силловые характеристики системы парораспределения, представляющие зависимость суммарных усилий на регулирующие клапаны от положения сервомоторов ЧВД.

Как видно из рисунка, суммарные усилия направлены в сторону закрытия клапана на всем диапазоне его хода. Минимальное суммарное усилие для регулирующего клапана № 1 (2) составляет около 30 кН (3061 кг).

При создании исполнительных органов системы регулирования необходимо определить усилия, которые должен преодолевать сервомотор при своем перемещении. Для этого следует привести суммарные усилия, дей-

¹ Точнее, определением величин потерь давления в паропроводах между клапанами и золотыми камерами ЧВД.

ствующие на регулирующие клапаны, к штоку сервомотора

Суммарные усилия состоят из паровых усилий, усилий пружин и сил трения в органах парораспределения и в сочленениях распределительного устройства.

Силы трения не являются стабильными и обычно меняются в процессе эксплуатации под влиянием следующих факторов: изменения зазоров из-за температурных расширений, возникновения засадений из-за попадания твердых частиц, и отложения примесей водного теплоносителя между трущимися поверхностями, состояния рабочих поверхностей и т. д.

Расчет приведенных усилий производится для каждого клапана в отдельности, для различных положений хода сервомотора. Путем их суммирования получают приведенные сум-

марные усилия каждого сервомотора (без сил трения).

Принимая коэффициент трения для подшипников качения равным 0,04 и определяя усилия, приложенные по нормали к клину, находят (правда, с некоторой погрешностью) силу трения и дополнительное усилие сервомотора, потребное для ее преодоления.

Учитывая, что силы трения определены неточно, а также возможность их увеличения в условиях эксплуатации, расчетное усилие сервомотора принимают с запасом. Коэффициент запаса перестановочного усилия принимается 1,5-2,0 (на турбине К 300-240 обычно 3,5-4,0).

На рис. 8.12 представлена диаграмма суммарных усилий с учетом сил трения, действующих на поршень сервомотора

Глава девятая СИСТЕМА РЕГУЛИРОВАНИЯ И ЗАЩИТЫ ТУРБИНЫ

9.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Система автоматического регулирования турбины выполнена гидродинамической, с прямыми и обратными гидравлическими связями. В системе предусмотрен ввод электрических сигналов различной величины и длительности, что позволяет турбине работать с разнообразными блоками и энергосистемами регуляторами (частоты, мощности, давления пара и т. д.).

Система защиты — электрогидравлическая, с электрическими датчиками и гидравлической исполнительской частью. Только защита по превышению частоты вращения (автомат безопасности) выполнена механикогидравлической.

Надежность и быстрдействие защиты достигаются дублированием элементов, введением по юнкательным обратным связям, периодическими проверками на остановленной и работающей турбине.

Характеристики системы регулирования и защиты приведены ниже

Общая неравномерность поддержания частоты вращения	4,5±0,5%
Местная неравномерность	3—9%
Нечувствительность по изменению частоты вращения	0,2%
Нечувствительность по входному электрическому сигналу	3%
Динамическое увеличение частоты вращения при полном сбросе нагрузки	8%
Частота вращения, при которой срабатывает автомат безопасности	
для золотниковой защиты	108—109%
для беззолотниковой защиты	110—112%

Динамическое увеличение частоты вращения после срабатывания автомата безопасности

для золотниковой защиты	11%
для беззолотниковой защиты	8%

Рабочее тело системы регулирования и защиты — конденсат с давлением 2-2,5 МПа (20,4-25,5 кгс/см²). В качестве источников питания возможно использование конденсатных насосов или трех отдельных насосов регулирования ЦНС-180-255 (на паровых турбинах насосы 6МС6×7 и насосы ЦНС-180-215). Применение конденсата обеспечило пожаробезопасность системы, позволило отказаться от специальных устройств в составе энергоблока по подготовке, очистке, хранению рабочей жидкости системы, позволило объединить утечки из штоков клапанов (пара) и штоков сервомоторов (конденсата) в т. д.

Конденсат по ряду свойств существенно отличается от обычно применяемого масла, не производит смазки деталей, имеет малую вязкость, вызывает коррозию многих металлов. Поэтому применение конденсата потребовало ряда специальных мер по обеспечению необходимых чувствительности и быстрдействия системы:

замена золотниковых устройств системы защиты на беззолотниковые;
выполнение золотников системы регулирования с вращением или осевой пульсацией, с «гидравлическими» пружинами вместо механических, с радиальной разгрузкой, с перестановочными силами не менее 0,4-1,0 МПа (4,08-10,2 кгс/см²) на неравномерность;

уплотнение поршней сервомоторов и набивками;
полный пропуск конденсата, поступающего в систему регулирования, через механические фильтры;
применение нержавеющей и азотируемых сталей.

9.2. ПРИНЦИПИАЛЬНАЯ СХЕМА РЕГУЛИРОВАНИЯ. НАЗНАЧЕНИЕ И ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ОТДЕЛЬНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Принципиальная схема регулирования турбины, на которой показаны только основные контуры взаимодействия, приведена на рис. 9.1

По функционализму назначению все элементы системы автоматического регулирования (САР) могут быть разбиты на четыре группы.

Первая из них — сервомоторы с распределительными золотниками, вторая — измерительные, регулируемые параметрами или возмущениями и преобразователи в унифицированный сигнал управления сервомоторами (командные органы).

Третья группа — устройства расхаивания отдельных элементов САР и клапанов на работающей турбине, четвертая — элементы системы питания рабочей жидкостью.

В САР турбины имеются четыре сервомотора (гидропривода) регулирующих клапанов: два — клапанов высокого давления (главные сервомоторы 9) и два клапанов промежуточного давления 14.

Главные сервомоторы (каждый из которых перемещает три регулирующих клапана) — двусторонние. В неподвижном состоянии усилия пара и муфта, действующие на клапаны, уравновешиваются разностью давлений на поршни сервомотора.

Полости над и под поршнем в зависимости от положения отсечного золотника 7 могут быть связаны с напорным коллектором от насосов или с дренажем, либо могут быть отсоединены от того и от другого. Последнее имеет место только при определенном так называемом «среднем» положении отсечного золотника, при этом сервомотор неподвижен.

При перемещении золотника вверх от среднего положения полость над поршнем сервомотора соединяется с напорным коллектором, полость под поршнем с дренажем и сервомотор движется вниз (на открытие клапанов).

При перемещении золотника вниз от среднего положения полость над поршнем соединяется с дренажем, под поршнем с напорным коллектором и сервомотор движется вверх

Так как даже при небольшом смещении золотника от среднего положения давления в полостях сервомоторов приближаются к полному или нулевому, движение сервомотора не прекращается до тех пор, пока отсечный золотник не вернется в среднее положение.

Отсечный золотник 7 представляет собой комбинацию двух жестко связанных элементов: собственно отсечного золотника, содержащего распределительные кромки подвода конденсата к сервомотору, и промжуточного сервомотора, управляемого гидравлическими линиями, которые передают сигналы положения командных органов и сервомотора.

Давление под золотником (в линии 1-го усиления 11) не зависит от положения золотника и сервомотора и представляет собой управляющий импульс для сервомотора. При увеличении этого давления золотник перемещается вверх и дает команду на открытие клапанов, при уменьшении вниз и дает команду на закрытие.

Напротив, давление в линии над золотником (линии обратной связи 8) зависит только от положения золотника и сервомотора и не зависит от положения командных органов.

Конденсат в линию обратной связи подается через дроссельное сечение, величина которого изменяется только при настройке. Слив из линии обратной связи может происходить через переменные сечения, определяемые положением золотника и сервомотора. При движении золотника вверх и сервомотора вниз (на открытие) слив из линии обратной связи уменьшается, давление в ней растет и отсечный золотник перемещается вниз.

Из сказанного ясно, что при росте давления в линии 1-го усиления 11 (команда на открытие клапанов) в первый момент происходит перемещение вверх отсечного золотника 7. При этом уменьшается слив из обратной связи 8, давление в ней растет. Как только это давление станет равным новому значению давления в линии 1-го усиления, движение золотника прекратится. В результате смещения отсечного золотника из среднего положения вверх начинается перемещение сервомотора 9 на открытие.

По мере этого перемещения также происходит уменьшение слива из линии обратной связи 8 и рост давления в ней. Отсечный золотник 7 под действием увеличившегося давления в линии обратной связи начинает перемещаться вниз. Движение сервомотора на открытие продолжается до тех пор, пока золотник не вернется в среднее положение, т. е. в положение, которое он занимал до изменения давления в линии 1-го усиления.

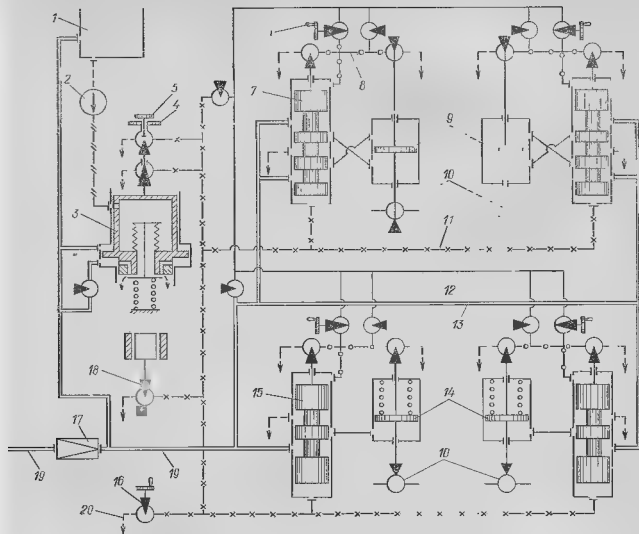


Рис. 9.1 Принципиальная схема регулирования турбины

1 — без подпитки напеллера 2 — насос напеллера 3 — регулятор скорости 4 — ограничитель мощности 5 — ограничитель мощности 6 — ограничитель мощности 7 — отсечный золотник 8 — линия обратной связи 9, 10 — главные сервомоторы с клапанами 11 — линия обратной связи 12 — линия обратной связи 13 — линия обратной связи 14 — линия обратной связи 15 — отсечный золотник 16 — дополнительный механизм управления (регулятор давления) 17 — буферная 18 — буферная 19 — буферная 20 — дренаж

Таким образом, при любых положениях сервомотора 9 отсечный золотник 7 занимает одно и то же среднее положение, а каждому новому значению давления в линии 11 соответствует новое положение сервомотора 9 и новое значение давления в линии обратной связи 8.

Каждый из четырех сервомоторов 9, 14 регулирующих клапанов имеет отсечный золотник и свою линию обратной связи, линия 1-го усиления для всех золотников общая.

В отличие от главных сервомоторов регулирующих клапанов промпрегрева односторонние. Конденсат от золотника 15 подается только под поршень сервомотора, перемещающего клапан на открытие. С противоположной стороны поршень нагружен пружинами;

при подаче под поршень конденсата из напорного коллектора суммарное усилие на поршень направлено вверх и клапан открывается. При соединении полости под поршнем с дренажем клапан закрывается пружинами.

В связи с этим отсечные золотники сервомоторов промпрегрева выполнены двучастными (с одной отсечной бочкой), а не четырехчастными (с двумя отсечными бочками), как золотники 7 главных сервомоторов. В остальных золотниках, главных сервомоторов и сервомоторов промпрегрева, а также схем управления ими подобны.

Командных органов системы регулирования три: регулятор скорости 3 с синхронизатором 4, дополнительный механизм управления 16, используемый для перемещения кла-

панов при изменении давления свежего пара и называемый поэтому регулятором давления, электрогидропреобразователь 18, преобразующий входной сигнал в виде изменения силы тока в перемещение золотника.

Все регуляторы управляют сливами из линии 1-го усиления 11. Подход конденсата в линию 1-го усиления производится через дроссель, положение которого изменяется силой при помощи Давление в линии 1-го усиления, а значит, и положение клапанов зависит, таким образом, только от положения регуляторов. При положении каждого регулятора, соответствующем полной нагрузке турбины, все сливы из линии 1-го усиления открыты и клапаны полностью открыты. Перемещение любого из регуляторов в сторону разгрузки турбины приводит к уменьшению давления в линии 1-го усиления независимо от положения других регуляторов и к закрытию клапанов.

При частичном перемещении всех регуляторов в сторону разгрузки клапаны получают команду на закрытие, равную сумме команд отдельных регуляторов. Полное перемещение одного из регуляторов на разгрузку турбины приводит к полному закрытию клапанов независимо от положения остальных регуляторов.

Регулятор скорости 3 управляет двумя сливами из линии 1-го усиления. Первый из них зависит только от положения золотника регулятора 3, второй — от относительного положения золотника регулятора 3 и синхронизатора 4. Положение золотника регулятора скорости, в свою очередь, определяется давлением на выходе импульсного насоса 2, установленного на роторе турбины. Это давление пропорционально квадрату угловой скорости.

На ряде турбин вместо импульсного насоса установлен гидромеханический датчик угловой скорости конструкции ВТИ с выходной характеристикой, известной как характеристика насоса. Это обстоятельство делает оба параметра взаимозаменяемыми при сохранении одного из них для остальных элементов САР.

При частотах вращения до 51,3 с⁻¹ (3075 об/мин) первый слив полностью закрыт, а давление в линии 1-го усиления и положение клапанов зависят только от частоты вращения и положения синхронизатора. При повышении частоты вращения свыше 51,3 с⁻¹ (3075 об/мин) начинает открываться первый слив и закрытие клапанов происходит независимо от положения синхронизатора 4.

Слив из линии 1-го усиления через дополнительный механизм управления 16 определяется положением конуса, связанного через редуктор с валом электромотора. Слив через ЭП 18 определяется положением золотника,

зависящим, в свою очередь, от значения входных тока на входе ЭП.

Питание линии 1-го усиления и линии обратных связей производится из общего коллектора 12 так называемой линии повышенного давления. Изменение давления в этом коллекторе не сказывается на положении сервомоторов, так как при этом давления в линиях обратной связи и 1-го усиления изменяются одинаково и не происходит нарушения равновесия сил, действующих на отсечные золотники.

Упрощенная схема, показанная на рис. 9.1, позволяет рассмотреть взаимодействие элементов при повышении и понижении частоты вращения, при нагружении турбины синхронизатором, при введении управляющих команд через регулятор давления и ЭП. В реальной системе имеется целый ряд устройств, повышающих быстродействие и устойчивость.

Для уменьшения запаздывания закрытия сервомоторов 14 промперегрева при повышении частоты вращения в результате сброса нагрузки в САР предусмотрена подача удерживающего сигнала от отсечных золотников главных сервомоторов на закрытие клапанов промперегрева.

К специальной бочке (не показанной на рис. 9.1) золотник 7 главных сервомоторов подводит линии слива 13 и обратный слив сервомотора промперегрева.

При среднем положении золотника 7 связи между этими линиями нет, при смещении золотника на 8 мм (35%) в сторону закрытия линии соединяются, отсечные золотники 15 клапанов промперегрева перемещаются вниз до упора, сервомоторы 14 промперегрева начинают закрываться с максимальной скоростью.

С учетом реальных характеристик отсечных золотников главных сервомоторов такое закрытие начинается при увеличении угловой скорости всего на 1,5—2% с небольшим запаздыванием относительно главных сервомоторов.

Для повышения быстродействия и устойчивости САР на турбинах К-300-240 2 введен промежуточный золотник между регулятором и отсечным золотником. Промежуточный золотник разбивает линию 1-го усиления 11 на две с индивидуальным питанием из линии 12 собственно линию 1-го усиления малого объема от регуляторов до промежуточного золотника и следящую от промежуточного золотника до отсечных золотников сервомоторов. Конструкция золотника рассмотрена в § 10.3. Функционально золотник поддерживает давление в следящей линии 1-го усиления равным давлению в линии 1-го усиления. При движении отсечных золотников 7, 15 на закрытие промежуточного золотника, поддерживая

указанное равенство, открывает дополнительное усиление.

Скорость уменьшения давления в следующей линии 1-го усиления в итоге полностью скорости уменьшения давления в основной линии и не зависит от количества ладкости, вытекающей отсечными золотниками при движении, сжимаемости гидромагистралей от промежуточного золотника (находящегося в опоре переднего подшипника) до отсечных золотников и т. д.

Как указывалось выше, в САР имеются устройства для индивидуального закрытия отсечных сервомоторов на работающей турбине (расхаивающие устройства). Устройства предназначены для периодической проверки работоспособности системы регулирования без останова турбины путем полного или частичного закрытия отдельных сервомоторов с соответствующими клапанами. При этом нагрузка турбины может снижаться до 65-70% номинальной. Расхаивающие устройства представляют собой дроссели, устанавливаемые между напорным коллектором и линией обратных связей сервомоторов.

Нормально дроссели полностью закрыты и не влияют на работу САР. При расхаивании производится поочередное стигание дросселей и закрытие соответствующих сервомоторов и клапанов. Происходит это по той причине, что открытие дросселя расхаивания приводит к росту давления в одной из линий обратной связи при изменении давления в линии 1-го усиления.

В результате соответствующий отсечный золотник смещается от среднего положения вниз и его сервомотор начинает закрываться. Закрытие сервомотора вызывает снижение давления в линии обратной связи, возвращение отсечного золотника в среднее положение и останова сервомотора. Чем больше открыт дроссели, тем больший ход пройдет сервомотор на закрытие. После закрытия дросселя сервомотор возвращается в исходное положение.

9.3. СТАТИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ

При рассмотрении принципиальной схемы регулирования (см. § 9.2) установлено, что изменение входных параметров (например, частота вращения или тока в управляющей катушке ЭП) приводит к перемещению клапанов и изменению нагрузки турбины. В общем случае САР турбины имеет несколько входов, на которые подаются входные воздействия, и выходов, из которых поступают выходные сигналы. Статическая характеристика системы представляет взаимосвязь между установленными входными воздействиями и

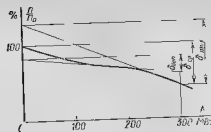


Рис. 9.2. Статическая характеристика системы регулирования.

реакцией объекта. В зависимости от рассматриваемых координат входа и выхода могут быть представлены различные статические характеристики САР турбины: мощность генератора — ток в управляющей катушке ЭП, го- лование регулятора давления — давление на ра перед турбиной и т. п.

При изучении систем регулирования турбин основное внимание уделяется характеристике частота вращения ротора n — нагрузка генератора N , которая обычно называется статической характеристикой регулирования без дополнительного указания координат входа и выхода.

Для турбины К-300-240 эта характеристика имеет вид, показанный на рис. 9.2. Непосредственно зависимость может быть получена при работе турбогенератора на индивидуальную сеть, когда изменение нагрузки является входным возмущением, а изменение частоты — ответной реакцией САР.

Разность частот, при которой мощности генератора меняются от полной до нуля, называется степенью неравномерности регулирования.

Степень неравномерности δ может выражаться как абсолютной разностью, так и относительно номинальной частоты. Для отдельных турбин К-300-240 степени неравномерности колеблется в пределах 2-2,5 с 1 (120—150 об/мин), или 4-5%.

Статическая характеристика турбины не линейна. В зонах полной нагрузки и холостого хода характеристика имеет более крутой вид, в зоне средних нагрузок — более пологий. Отклонения от линейности принято характеризовать местной степенью неравномерности

$$\delta_{\text{м}} = \frac{dn}{dN} \frac{N_0}{n_0}, \quad (9.1)$$

где dn/dN — крутизна статической характеристики в рассматриваемой точке; n_0 , N_0 — номинальные значения частоты и мощности.

Минимальная местная степень неравномерности для турбин К-300-240 составляет 2,7-3,0% при нагрузках 170—220 МВт, максим-

мальная — 7—9% при нагрузках 260—300 МВт.

Общая степень неравномерности, а также форма статической характеристики существенно образом влияют на качество работы САР. В зонах с малой местной неравномерностью запас устойчивости умножается и становятся возможными качания сервомоторов как на холостом ходу, так и под нагрузкой.

В зонах с увеличенной местной неравномерностью мощность генератора в меньшей мере изменяется при отклонениях частоты и, таким образом, уменьшается степень участия данной турбины в первичном поддержании частоты энергосистемы. От общей степени неравномерности зависит максимальное увеличение угловой скорости при сбросе нагрузки, особенно при отсутствии дополнительных форсирующих вводов в САР (блок релейной форсировки и т. п.).

Статическая характеристика, показанная на рис. 92, получена при неизменных параметрах пара до и после турбины, а также установленных в соответствии с нагрузкой параметрах пара в промежуточных камерах турбины. Так как в переходных режимах достигшие установившихся параметров происходит запаздывание, для турбин с промеперегревом большой интерес представляет статическая характеристика, построенная в предположении сохранения номинального давления пара в промеперегревателе — так называемая квазистатическая (минимая) характеристика.

При любых изменениях режима работы турбины связь нагрузки с частотой вращения в первые секунды после прекращения перемещения клапанов определяется квазистатической характеристикой и лишь через 10—20 с статической характеристикой.

Для турбины К-300-240 квазистатическая характеристика имеет вид, показанный на рис. 93. Общая степень неравномерности составляет 5—6%, максимальная 20—25% в зоне 260—300 МВт, минимальная 1,5—2,0% в зоне 100—200 МВт.

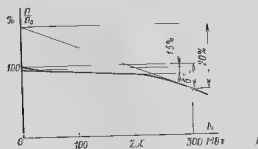


Рис. 93. Квазистатическая характеристика системы регулирования.

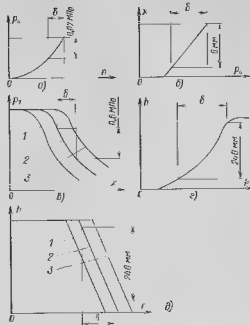


Рис. 94. Скоростная характеристика системы автоматического регулирования и ее составляющие.

Для реальных турбин выделение генератора на индивидуальную нагрузку и непосредственное получение статической характеристики практически невозможно. Построение характеристик производится по нескольким промежуточным характеристикам, непосредственное определение которых на работающей оборудовании не представляет затруднений.

На турбинах К-300-240 для этого обычно используют нагрузочная характеристика мощность N , среднее положение главных сервомоторов H и скорость вращения ротора n .

Представление о нагрузочной характеристике дано в § 8.7. Экспериментально характеристика может быть получена при нагружении или разгрузке турбины. Перемещение клапанов при этом производится любым из регуляторов, необходимо только, чтобы в процессе снятия характеристик сохранялись номинальные параметры пара ввиду и т. п.

Нагрузочная характеристика суммирует кинематическую характеристику перераспределения положения клапанов — положение сервомоторов, расходные характеристики клапанов расход пара — положение клапана и характеристику проточной части турбины мощность — расход пара.

Скоростная характеристика $H-n$ определяет суммарный коэффициент передачи разомкнутой САР и зависит от коэффициентов передачи отдельных элементов датчика и регулятора угловой скорости, линии 1-го усиления, сервомотора с отсечным зоном.

Зависимости между входными и выходными величинами отдельных элементов и суммирующая их скоростная характеристика САР показаны на рис. 94.

На графиках обозначены изменения входных и выходных величин в пределах неравномерности. Все зависимости, за исключением едальнее в линии 1-го усиления P_n — перемещение золотника регулятора скорости — однозначно и могут быть изменены только при настройке. Последняя зависимость (P_n) — многозначная каждому положению золотника x могут соответствовать различные значения давления P_n , устанавливаемые золотником турбины при помощи специального устройства — слякоризатора.

При определенном положении синхронизатора регулятор скорости осуществляет изменение R_1 по определенной однозначной характеристике. В результате скоростная характеристика также описывается семейством кривых, каждая из которых соответствует определенному положению синхронизатора. Обычно в расчетах и при испытании рассматривается две кривые, соответствующие верхнему и нижнему положениям синхронизатора.

Построение статической характеристики по известным нагрузочной и скоростной показано на рис. 95. В левом столбце изобразил показателю семейство скоростных характеристик $n-H$ в правом нижнем — нагрузочная R_1-H . По значениям n и R_1 для одного и того же H в правом верхнем квадранте строится семейство статических характеристик для различных положений синхронизатора.

Регуляторы скорости на турбинах К-300-240 вступают в работу при частоте, равной 95% номинальной, поэтому при снижении скорости ниже этой величины статические характеристики представляются верт. калыными линиями.

Крайне допустимости синхронизатора выбрана из условий возможности получения полной нагрузки при увеличении скорости до 102,5% номинальной; и возможности полного закрытия всех клапанов при скоростях менее 95% номинальной (т. е. до вступления регулятора скорости в работу).

В случае сброса нагрузки разгружение турбины происходит по статической характеристике, соответствующей положению синхронизатора перед сбросом. Очевидно, что по мере приближения синхронизатора к крайнему положению «присабливать» увеличивается установившаяся после сброса скорость на холостом ходу, а также максимальная частота вращения в переходном режиме.

Для уменьшения этих величин регулятор скорости на турбинах К-300-240 выполнен таким образом, чтобы обеспечить закрытие клапанов при скорости более 102,5% независимо от положения синхронизатора. Местная неравномерность в зонах выше этой скорости не превышает 2—2,5%, поэтому все кривые семейства статических характеристик при частоте n около 102,5% номинальной имеют характерный перегиб.

Параметры статической характеристики, как показано, являются результатом сложения параметров отдельных элементов всей САР: парораспределения, датчиков, регуляторов, промежуточных усилителей и т. д. Изменение любой из зависимостей, показанных на рис. 8 и 12 и 95, приводит к изменению степени неравномерности в форме статической характеристики.

Для турбин К-300-240, как и большинства турбин ХТГЗ, скоростную характеристику принято выполнять линейной с настраиваемым общим коэффициентом передачи $n-H$, а нагрузочную — нелинейной с постоянной за-

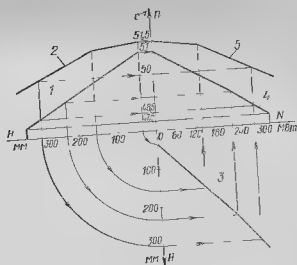


Рис. 95. Построение статической характеристики 1, 2 — скоростные характеристики при различных положениях синхронизатора, 3 — нагрузочная характеристика, 4, 5 — статические характеристики при различных положениях синхронизатора.

висимостью $N-H$. При этом общая степень неравномерности обеспечивается настройкой параметров скоростной характеристики, а форма статической характеристики — формой нагрузочной.

Для нормальной работы регулирования важно, чтобы степень неравномерности в форме статической характеристики не менялась при вступлении в работу других регуляторов (ЭПР, регулятор давления), не зависели от эксплуатационных параметров (давление и температура рабочей жидкости), просто нестраивались. Для удовлетворения этим условиям при наличии большого количества сервомоторов с гидравлическими обратными связями в турбине К-300-240 применена компенсированная схема гидравлической связи между регуляторами, отсеками золотниками и сервомоторами.

9.4. СХЕМА ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СВЯЗЕЙ. МЕТОДЫ НАСТРОЙКИ СИСТЕМЫ

Гидравлические связи, применяющиеся в современных системах регулирования паровых турбин, делятся на два больших класса: компенсированные, в которых положение органов регулирования в форма статической характеристики не зависит от давлений в линиях, и некомпенсированные, не обладающие этим свойством.

При применении компенсированных схем можно полностью исключить пружины из всех промежуточных усилителей, выполнив их гидравлически уравновешенными, а также не предъявлять дополнительных требований к по-

стоянству давления на входе в систему. Это увеличивает надежность и чувствительность усилителя и открывает широкие возможности для введения в схему различных нелинейностей, повышающих устойчивость и быстродействие САР. Преимущества компенсированных схем особенно велики в случаях использования в качестве рабочего вещества конденсата.

Долгое время наиболее благоприятными считались гидравлические компенсированные схемы с дросселированием и постоянным давлением в линиях. Подобные схемы применяются ДМЗ ХТГЗ, АТГЗ на турбинах 100 и 200 МВт. Появление турбин большой единичной мощности и высоких параметров пара с большими количествами сервомоторов сделало возможным устранение недостатков такой схемы необходимостью отдельной управляющей линии для каждого сервомотора с золотниковым секс регулятором и защитным органом турбины на эту линию. Быстрое развитие линий управления для турбин привело к уменьшению расхода рабочей жидкости, способствовало созданию автономной автоматизации сервомоторов при сбросах пара и повышению устойчивости к изменениям давления, деформации трубопроводов и попаданию воздуха в них. Поэтому методы со давлением в турбинах вытеснены были отпавлением от схем с чисто гидравлическим суммированием и постоянным давлением.

Для турбины применена компенсированная смешанная схема с поршневым и дроссельным суммированием. Соединение управляющего импульса с импульсами обратной связи происходит на промежуточных сервомоторах, жестко соединенных с отсечными золотниками (поршневое суммирование), а формирование управляющего сигнала производится по схеме с дроссельным суммированием.

В общем случае для любых гидравлических схем связь между переменными отсечного золотника, регулятора и сервомотора [30] имеет вид

$$\sigma = k\eta - k_2\lambda, \quad (9.2)$$

где σ , η , λ — относительные координаты золотника, сервомотора и регулятора

$$\sigma = \frac{\Delta s}{s_{\text{полн}}}; \quad \eta = \frac{\Delta m}{m_{\text{полн}}}; \quad \lambda = \frac{\Delta x}{x_{\text{полн}}}.$$

При этом значения $s_{\text{полн}}$ и $m_{\text{полн}}$ определяются как максимальные перемещения регулятора и сервомотора в диапазоне статической неравномерности. Величина $x_{\text{полн}}$ соответствует перемещению золотника от среднего положения при ходе регулятора на $x_{\text{полн}}$ и неподвижном сервомоторе.

Коэффициенты k уравнений золотника (9.2) для турбины могут быть выражены в виде

$$k_1 = \frac{x_{\text{полн}}}{x_{\text{дрос}}} \frac{b_1}{b_2} \frac{f_2}{f_1}; \quad (9.3)$$

$$k_2 = \frac{m_{\text{полн}}}{m_{\text{дрос}}} \frac{b_2}{b_1}; \quad (9.4)$$

$$\frac{k_2}{k_1} = \frac{m_{\text{полн}}}{x_{\text{полн}}} \frac{b_{12}}{b_{21}} \frac{f_1}{f_2}, \quad (9.5)$$

здесь f_1 — площадь подвода в линии 1-го усиления; f_2 — площадь подвода в линии обратной связи;

$$b_{11} = \frac{\partial f_1}{\partial x}; \quad b_{22} = \frac{\partial f_2}{\partial s}; \quad b_{12} = \frac{\partial f_2}{\partial \eta};$$

где f_1 — суммарная площадь слива из линии 1-го усиления; f_2 — суммарная площадь слива из линии обратной связи.

Коэффициенты k_1 и k_2 представляют собой передаточные отношения между статическими перемещениями регулятора и золотника (при неподвижном сервомоторе) или сервомотора и золотника (при неподвижном регуляторе). Коэффициент k_2 иногда называют жесткостью обратной связи.

Отношение k_2/k_1 характеризует связь между перемещениями сервомотора и регулятора при среднем положении отсечного золотника ($\sigma = 0$).

Из равенств (9.3) — (9.5) видно, что при выбранной схеме связей взаимно уничтожаются нелинейности расходных характеристик, показанных на рис. 9.4, с. Именно в этой независимости от давления в линиях, а значит, от силового давления и перемещения других регуляторов и сервомоторов заключается основное достоинство схемы связей САР турбины К-300-240.

При переносе данных в общей линии 1-го усиления составлены простые соотношения между переменными элементами, типичные для простых рычажных связей.

Суммарный коэффициент передачи k_1/k_2 определенно и в значительной степени скоростным характеристикам, зависит только от профилей регулируемых сечений b_{11} и b_{22} от площадей подводов жидкости в линии 1-го и 2-го усиления. Профиль дает линейную зависимость между перемещениями регулятора и сервомотора.

Изменение наклона характеристики каждого сервомотора при построении производится изменением подвода в линию обратной связи f_2 ; смещение характеристики без изменения наклона — изменением суммарного слива f_2 .

Для этого на подводах в линии обратной связи и на сливах из них устанавливаются регулируемые дроссели. Изменение наклона характеристик всех сервомоторов одновременно производится изменением подвода в линию первого усиления f_1 , для чего последний выполнен также в виде регулируемого дросселя.

Хотя уровень давлений в линиях не оказывает влияния на статическую характеристику, пренебрежение значениями давлений при построении недопустимо, так как от них зависят перестановочные силы, действующие на золотники, а значит, чувствительности, стабильности и быстродействие САР.

9.3. ЗОЛОТНИКОВАЯ И БЕЗОЗОТНИКОВАЯ СХЕМЫ ЗАЩИТЫ

На первых образцах турбины К-300-240 установлена традиционная золотниковая защита ХТГЗ, позднее замененная на беззолотниковую. Причиной такой замены являлось стремление к повышению надежности, быстродействия и ускорению сроков между очередными расхождением.

Золотниковая схема управления стопорным клапаном, представленная на рис. 9.6, содержит две ступени усиления и имеет в своем составе сервомотор 1, выключатель сервомотора 2, регулятор 3 и импульсную линию 4 длиной 4 м. При срабатывании защиты золотниковый регулятор открывает слив из импульсной линии, выключатель 2 под действием пружины

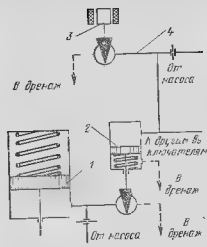


Рис. 9.6. Золотниковая схема управления клапанами.
1 — сервомотор; 2 — клапан; 3 — регулятор; 4 — золотниковый клапан

жидкость открывает слив из полости под поршнем сервомотора, последний закрывает стопорный клапан турбины. К одной из золотниковых линий присоединяют и выхлопные линии нескольких сервомоторов, так что обрыв пружины клапана вызывает срабатывание десяти метров. Проходное сечение, открытое регулятором 3, ограничено выходным усилием солониды усилителя.

Неследование работы систем защиты головных образцов турбины показало наличие большого запаздывания сервомоторов (до 0,2 с) и необходимость работы пружин выхлопных линий. Последнее обстоятельство связано с тем, что для повышения надежности выключатели выполнялись с большим усилием.

Проведенный анализ показал, что основной причиной задержки сервомоторов являются упругость выхлопных труб (линии, трубопровод) и сопротивление сливу жидкости из золотников. При увеличении диаметра трубопровода резко снижался первый фактор при уменьшении второй. Иными словами, в расчет равновесной скорости при наличии линии газодинамической и гидравлической связи желательнее было только добиться достаточного быстродействия. Кроме того, для безопасной работы золотниковых устройств требуется высокое давление при повышении тщательная очистка рабочей жидкости, раскисление и т. п.

Беззолотниковая схема защиты защиты имеет четыре сервомотора стопорных клапанов и четыре регулятора (два скоростных регулятора безопасности по предельной частоте вращения и два солонидных — по остальным сигналам). Система выполнена с двумя ступенями усиления. В обеих промежуточных ступенях использованы выключатели с положительной обратной связью. Применение промежуточного усиления позволило выпустить малые импульсные клапаны (Dy10), управляемые солонидами.

Все сервомоторы защиты 1, 8, (рис. 9.7) — односторонние, открытие производится конденсатом из напорной камеры 2, закрытие пружинами. В рабочую камеру каждого сервомотора, а осуществляется постоянный подвод

конденсата через ограничительную шайбу, слив из камер зависит от положения пластины беззолотникового выключателя 3, 7.

Положение каждой из четырех пластин выключателей зависит от соотношения давлений над ней P_2 и под ней P_1 . При P_2 больше 0,33 P_1 пластина прижата к нижнему упору, слив из рабочей камеры закрыт и сервомотор открыт. При P_2 меньше 0,33 P_1 пластина прижата к верхнему упору, открыт слив, который позволяет сервомотору под действием пружин закрыться за требуемое время 0,3–0,4 с.

В случае $P_2 = 0,33 P_1$ пластина находится во внешнем равновесном положении, ее расстояние от упора зависит от соотношения слив на головке конденсата в рабочую камеру и слив защиты (линия над пластиной). Возможность равновесного положения, не сместив на пачке положительной обратной связи, связана с наличием разделительного профиля на нижней части пластины.

При правильном подборе шайб пластина во время движения сервомотора находится в неравновесном состоянии на верхнем упоре; при сработавшей защите — находится в устойчивом равновесном состоянии, обеспечивающем P_2 ниже неиничи срабатывания сервомотора с упора; при извлечении защиты выходит из равновесия и достигает нижнего упора, в результате чего начинается движение сервомотора на открытие. К моменту полного открытия сервомотора пластина прижимается сверху к упору с усилием, превосходящим усилие снизу даже при давлении в рабочей камере, равном вакууму.

Беззолотниковые выключатели и сервомоторы являются второй, последней ступенью усиления защиты. Первой ступенью усиления являются также беззолотниковые защитные устройства 12, управляемые сливами из линий защиты 4 и 6. Защитных устройств — два, установленных они параллельно, при сработавшем каждом закрывались все стопорные клапаны, для открытия клапанов необходимо введение обоих защитных устройств. Каждое из защитных устройств управляет сливом из двух линий защиты и линии 1-го усиления 13 (управляющей регулирующими клапанами). Две линии защиты выполнены для возможности раздельного управления стопорными клапанами высокого давления и промперегрева.

Такое разделение связано с особенностью САРЗ турбины К 300-240, в которой закрытие стопорных клапанов промперегрева происходит как при сработавшем защит, так и при быстрых перемещениях регулирующих клапанов промперегрева (при сменчивых отсечных золотников 5 сервомоторов промперегрева более 50% на закрытие).

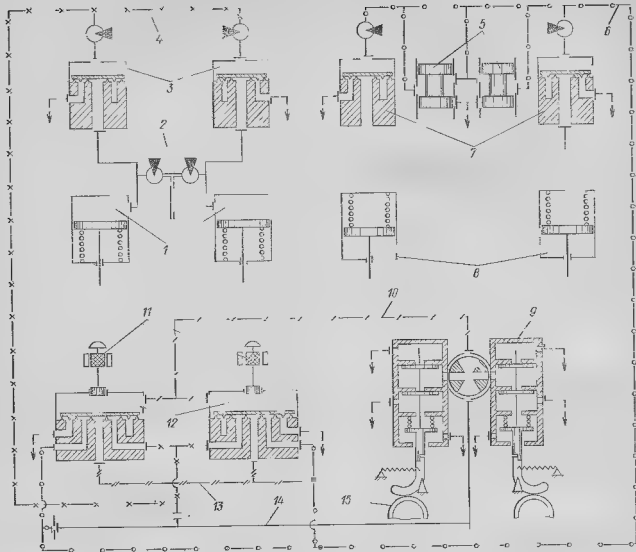


Рис 9.7 Бессолотниковая схема защиты ХТЗ

1 — стопорные клапаны высокого давления; 2 — силовые линии; 3 — 7 — бессолотниковые клапаны; 4, 6 — линии защиты; 5 — силовые линии регулирующих клапанов; 8 — сервомотор; 9 — клапан промпрегрева; 10 — импульсная линия защиты; 11 — электромагнит; 12 — защитное устройство; 13 — линия первого ускорения; 14 — линия второго ускорения; 15 — колдун автомата безопасности

В каждую из линий защиты осуществляется постоянный подвод конденсата через ограниченную шайбу, каждая линия подходит к двум бессолотниковым выключателям и двум защитным устройствам. К выключателям стопорных сервомоторов промпрегрева линия защиты подводится через отсекающие золотники регулирующих сервомоторов. При смещении их на закрытие линия защиты отсекается от выключателя, а камера над пластиной выключателя связывается с дренажем, происходит закрытие данного стопорного клапана одновременно с регулирующим. При этом время закрытия регулирующего клапана, расположенного внутри стопорного (см. § 10.7), уменьшается вдвое.

Основным элементом защитного устройства является пластина, работающая подобно пластине выключателя сервомотора. Снизу она нагружена давлением из линии защиты и 1 го усиления (три отдельные камеры), сверху давлением импульсной линии защиты 10. Подвод в последнюю постоянный, а сливом управляют четыре клапана. Каждый из двух клапанов, размещенных непосредственно в корпусах защитных устройств, жестко связан с электромагнитом защиты и кнопкой ручного останова турбины. При нажатии на кнопку или срабатывании одного электромагнита происходит перемещение пластины только соответствующего защитного устройства.

Каждый из других клапанов, открывающих слив из импульсной линии при повышении частоты вращения ротора, влияет на пласты (бои) защитных устройств. В свою очередь каждый из этих клапанов срабатывает под действием своего колыла авто-а безопасности.

Таким образом, общая схема управления стопорными и регулирующими клапанами при работе защиты может быть представлена схемой, изображенной на рис. 98. Каждый из двух клапанов автомата безопасности 1 действует на оба защитных устройства, каждый из двух электромагнитов защиты 2 на свое защитное устройство, каждое из двух защитных устройств 3 на все регулирующие и стопорные клапаны 4-7.

Схема защиты предусматривает возможность индивидуального закрытия стопорных клапанов (на полный ход или частично) и индивидуального срабатывания механических автоматов безопасности. Индивидуальное частичное закрытие стопорных клапанов производится при неподвижных пластинах выключателей прекращения ходов: рабочей камеры (клапана промперегрева) или открытием дополнительного слива из нее (клапаны высокого давления). Полное закрытие клапана производится срабатыванием соответствующего выключателя сервомотора после ряда подготовительных операций.

Для клапана высокого давления эти операции выполняются специальным раскрывающим устройством и состоят в следующем:

а) плавное закрытие регулирующего клапана, обслуживаемых закрываемым стопорным клапаном, посредством дополнительной подпитки в обратную связь главного сервомотора. Эта операция предотвращает резкий сброс нагрузки при раскрывании и позволяет открыть стопорный клапан без закрытия главных паровых задвижек;

б) перекрывание линии ускорителя, связывающей перемещения отсечных золотников главного сервомотора и промперегрева, что исключает закрытие клапана промперегрева при раскрывании клапана высокого давления;



Рис. 98. Схема управления стопорными и регулирующими клапанами при работе защиты

1 — автомат безопасности, 2 — электромагнит защиты, 3 — защитное устройство, 4 — сливной клапан высокого давления, 5 — регулирующее устройство высокого давления, 6 — стопорный клапан промперегрева, 7 — регулирующее устройство промперегрева.

в) отсоединение коллектора защиты от камеры над пластиной выключателя для предотвращения закрытия нераскрываемого клапана.

После выполнения этих операций раскрывающее устройство производит сдвигание с дрейфом камеры над пластиной выключателя и закрытие клапана.

Для клапанов промперегрева работа соответствующего раскрывающего устройства заключается в дополнительной подпитке линии обратной связи. Остальные операции: плавное закрытие регулирующего клапана, отсоединение коллектора защиты и закрытие стопорного клапана — выполняются при перемещении вниз отсечного золотника регулирующего клапана.

Описанная схема раскрывания в значительной степени связана с наличием в САРЗ форсирующих реальных связей. При использовании турбин для решения задач противоаварийной автоматики энергосистем (см. гл. 11) гидравлические форсирующие реальные связи, в первую очередь между отсечными золотниками главного сервомотора и промперегрева, а также между отсечным золотником промперегрева и выключателем стопорного клапана, отсутствуют. В этих условиях схема раскрывания на полный ход сводится к двум операциям:

закрытие сервомотора регулирующего клапана,

плавное закрытие сервомотора стопорного клапана при неподвижном выключателе.

Глава десятая

КОНСТРУКЦИЯ И ХАРАКТЕРИСТИКИ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ И ЗАЩИТЫ

10.1. ДАТЧИК УГЛОВОЙ СКОРОСТИ

В качестве датчика угловой скорости на турбине К 300-240 применен двухступенчатый центробежный импульсный насос (импеллер),

создающий давление 0,78 МПа (8 кгс/см²) при частоте вращения ротора 50 с⁻¹ (3000 об/мин) и давлении на всасывании 0,029—0,039 МПа (0,3—0,4 кгс/см²).

Насос установлен в опоре переднего под

Установка импульсного насоса в качестве датчика угловой скорости создала возможность его зачисления на консоли ротора турбины без дополнительных опорных и упорных подшипников и специальных редукционных передач.

К центробежному насосу, работающему в качестве датчика угловой скорости, предъявляются три дополнительных требования: независимость давления, развиваемого насосом, от давления источника, снабжающего датчик рабочей жидкостью;

относительная независимость развиваемого давления от расхода жидкости после насоса;

отсутствие пульсаций давления, влияющих на переключение элементов перераспределения и приводящей к износу распределительных органов и качениям нагрузки.

Первое требование удовлетворено за счет установки подпорного бачка, обеспечивающего постоянное подпора на всасе независимо от давления в силовой линии, из которой этот бачок питается.

Второе требование (независимость давления развиваемого импульсным насосом, от расхода) характеризуется расходной характеристикой $Q-H$. Идеальной была бы характеристика, представляющая горизонтальную линию, параллельную оси Q . Получение такой характеристики возможно за счет соответствующей профилировки каналов рабочих колес. Удовлетворительное приближение к «идеальной» характеристике при достаточной технологичности изготовления обеспечивает радиальный профиль лопаток рабочих колес импульсного насоса.

Для уменьшения пульсаций давления выполняются следующие мероприятия, позволяющие на модернизированных турбинах получить приемлемые результаты:

исключение возможных потоков местных вихреобразований (например установка в соединении верхней и нижней частей корпуса насоса);

удаление воздуха из камер насоса через воздушники;

обеспечение необходимого подпора на всасе насоса за счет высоты установки подпорного бачка и обеспечения необходимых проходных сечений от бачка к насосу;

установка дополнительного направляющего аппарата на выходе из последней ступени, выпущенного в виде кольца 12 с множеством мелких отверстий.

10.2 РЕГУЛЯТОР СКОРОСТИ С ОГРАНИЧИТЕЛЕМ МОЩНОСТИ

Регулятор скорости предназначен для автоматического поддержания частоты враще-

ния ротора в пределах заданной степени неравномерности.

Принцип работы регулятора скорости заключается в том, что при изменении частоты вращения ротора турбины и соответственно давления, развиваемого импульсным насосом, смещается золотник регулятора и изменяется давление в линии первого усиления, что приводит, как было показано ранее, к смещению клапанов турбины и поддержанию заданной частоты вращения.

Регулятор скорости позволяет осуществить

синхронизацию турбоагрегата, установку заданной нагрузки на турбине раньше при его работе в общую сеть или изменение частоты вращения при индивидуальной работе;

перевод турбины на холостой ход при сбросе электрической нагрузки.

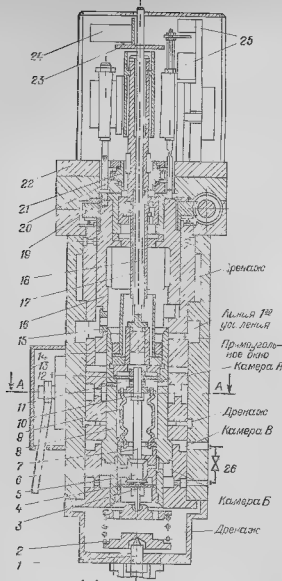
Для повышения чувствительности регулятора выполнен со следующим устройством, позволяющим усилить сигнал на смещение золотника, поступающий от импульсного насоса [46].

Обычно применявшийся для масляных систем в качестве регулятора скорости первичный измеритель давления, приемлемым для использования в масляных системах регулирования измеритель состоял из подпружиненного дифференциального золотника, находящегося в равновесии под действием давления, развиваемого импульсным насосом, и усилие пружины. К численным характеристикам усилие, развиваемое импульсным насосом в пределах неравномерности, и существующие перепады давления усилие от действия пружины создавало повышенную чувствительность регулятора. Система такая же, как и в турбине, с учетом отсутствия вращения оси золотника, работающего в воде, из-за отсутствия сигнала в подпитке между золотником и пружинной пружиной. В необходимости использования других методов для обеспечения требуемой чувствительности регулятора. Основным решением явилось применение следующей системы со значительным коэффициентом усиления.

Габаритными элементами изображенного на рис. 10.2 регулятора скорости являются дифференциальный золотник 8, сильфон 9, двухседельный разгруженный клапан сдвигающего устройства 5, пружина 2, подающая 16 и неподвижная 14 буссы. В нижней части неподвижной буссы расположены вставки 15 с окнами, к которым подводится вода из линии первого усиления. Верхняя (регулирующая) крышка золотника прикрывает окна и золотник при своем перемещении регулирует сигнал линии первого усиления.

Давление от импульсного насоса, установленного на валу турбины, подается к сильфону 9 в камеру А. Сила на верхний порец сильфона при уравновешивается пружиной скатия 2 (Изменение натяжения пружины в процессе настройки осуществляется при помощи регулировочного винта 1).

Рис 10.2. Регулятор скорости.



1—винт регулирующий, 2—пружина, 3—мембрана, 4—кольцо дистанционное, 5—клапан, 6—золотник, 7—палец, 8—мембрана, 9—сифон, 10—11—кольца дистанционные, 12—мембрана, 13—крышка, 14—боек, 15—установка, 16—боек, 17—палец, 18—ограничитель, 19—палец, 20—палец, 21—палец, 22—крышка, 23—палец, 24—палец, 25—палец, 26—палец, 27—палец, 28—палец, 29—палец, 30—палец.

В камеру В подается силовая вода от насосов системы регулирования. В камеру Б силовая вода подается через дроссель 26. Слив воды из камеры Б осуществляется через двухседельный уравновешенный клапан 5. Давление в камере Б определяется открытием дросселя 26 и клапана 5. При перемещении верхнего торца сифона 9 смещается клапан 5 и происходит изменение слива из камеры Б под золотником.

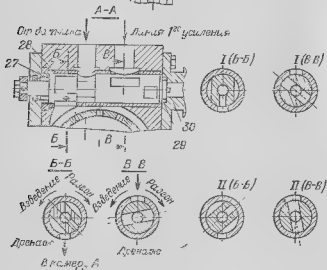
Золотник находится в равновесии при определенных давлениях в камерах А, Б, В, зависящих от соотношения площадей золотника.

Работу регулятора рассмотрим на примере повышения частоты вращения ротора турбины. При повышении импульсного давления увеличивается усилие на верхний торец сифона 9, смещение которого вызывает открытие клапана 5 и понижение давления в камере Б. Верхний торец сифона опускается до тех пор, пока дополнительное усилие от изменения импульсного давления не уравновесится дополнительным усилием сжимаемой пружины 2.

При понижении давления в камере Б золотник 8 смещается вниз до тех пор, пока давление в камере Б не восстановится за счет прикрытия клапана 5 из-за изменения положения золотника. Новому значению импульсного давления будет соответствовать определенное сжатие пружины 2 и соответствующее положение клапана следящей системы за которым «следит» золотник. При перемещении вниз золотника регулирующий его край открывает слив из линии первого усиления, что приводит к прикрытию клапанов турбины и соответствующему снижению частоты вращения ротора. Для возможности изменения слива из линии 1-го усиления в зависимости от хода золотника в буксу 16 вмонтированы вставки 15, дающие необходимый профиль слива.

Основными особенностями примененной следящей системы являются:

отсутствие элементов с трением в подвижных деталях следящей системы (шток сифона 7 с клапаном 5 центруется относительно золотника на специальных мембранах 3 и 12, допускающих его продольное перемещение и ограничивающих поперечное);



постоянство зазора в клапанах следующей системы в равновесных статических положениях и соответственно неизменная длина сильфона, что практически означает отсутствие его деформации и приводит к существенному повышению долговечности его работы, значительное повышение перестановочных усилий на золотник, т. е. в камере Б, по сравнению с усилиями в импульсной линии (в камере А). На выполненной конструкции это усиление составляет 10-15 раз.

Уменьшение перекашивающего воздействия пружины 2 на золотник достигается соединением пружины со штоком сильфона 7 посредством тарелки со сферическими опорами.

Для увеличения чувствительности золотника на его поверхности выполнены кольцевые канавки для разгрузки золотника от ассиметричных радиальных усилий, которые могут возникнуть в процессе эксплуатации.

Подвижная букса 16 с регулирующим окном является синхронизатором и позволяет изменять положение клапанов при изменении положения буksы относительно регулирующей кромки золотника. Все перемещение осуществляется электрическим приводом (дистанционное управление) или маховиком ручного местного привода. Подвижная букса от проворачивания удерживается шпонками, установленными на неподвижной буксе 14. Золотник стабилизируется с упора при давлении в импульсной линии, соответствующем 17,5 кгс/м² (2850 об/м).

При изменении частоты вращения ротора турбины на 5% золотник совершает ход примерно в 6 мм. При достижении ротором частоты вращения 50,5—51,2 с⁻¹ (3030—3075 об/мин) золотник начинает открывать дополнительные прямоугольные окна в неподвижной буксе, увеличивая слив из линии первого всасывания и обеспечивая ускорение процесса закрытия клапанов турбины.

С регулятором скорости блокирован ограничитель мощности. Шток ограничителя 17 перемещается вместе с подвижной буксой 16 при действии червячной передачи 19. Кроме того, положение штока может изменяться и относительно подвижной буксы при действии червячной передачи 21. При этом шток может быть установлен на требуемом расстоянии от верхнего торца штока 7 следующей системы и препятствовать его перемещению вверх при падении частоты вращения ротора и, следовательно, открытию клапанов.

Нагрузить турбину воздействием на привод синхронизатора при этом также невозможно, так как шток ограничителя мощности, двигаясь вместе с подвижной буксой, отжимает через шток сильфона золотник регуля-

тора, сохраняя тем относительное положение золотника системы, следовательно, неизменное открытие регулирующего клапана турбины.

Внутри штока ограничителя мощности проходит сигнальный шток 18, который является указателем положения золотника. Диск 23, установленный на верхней части штока указателя, замыкает контакт микропереключателя 24 и подает сигнал на штурвал управления при вступлении ограничителя мощности в работу. Ограничитель мощности может быть использован для расхолаживания золотника регулятора скорости и для определения зазора в следующей системе регулятора.

При нормальном настроении регулятора зазор по клапану следующей системы должен составлять 0,25—0,35 мм. Этот зазор устанавливается изменением положения дросселя 26. При увеличении открытия дросселя зазор возрастает. Увеличение зазора приводит к уменьшению коэффициента усиления. При изменении зазора от 0,25 мм до 0,5 мм коэффициент усиления изменяется примерно от 15 до 10. Контроль зазора производится на установленной турбине при отсутствии давления в импульсной линии от датчика регулятора скорости.

Для определения зазора по следующей системе необходимо:

1. Зафиксировать, перемещая шток ограничителя, по индикатору его положение в момент касания штока сильфона (при этом начинает уменьшаться давление в камере Б).

2. Зафиксировать положение ограничителя, перемещая шток ограничителя и соответствующий шток сильфона, при котором давление в камере Б достигнет величины сравнимой с давлением регулятора в упор.

При отсутствии чувствительности золотника разность этих двух замеров характеризует зазор по следующей системе, который при падении давления в импульсной камере А 0,78 МПа (8 кгс/см²) будет примерно на 0,05 мм больше замеренного.

В корпусе регулятора расположено разгонное устройство, предназначенное для испытания автоматов безопасности турбины разгоном ротора. Положение золотника разгонного устройства может изменяться рукояткой 6, переключателем в профильном пазу крышки 13.

В нейтральном положении золотника 27 вода от импульсного насоса (датчика) через окна в буксе 28 поступает в камеру А в золотнике регулятора скорости.

Для работы турбины (рукоятка 6 медленно поворачивает по часовой стрелке. Подвод импульсной воды к сильфону регулятора прекращается и открывается слив из камеры А в дренаж (по токовому 1, сечение ББ) Золотник 8 перемещается вверх, повышая давление в линии 1-го всасывания, вызывая открытие клапанов и обеспечивая разгон ротора турбины до срабатывания автоматов безопасности. При повороте рукоятки 6 в противоположную сторону от нейтрального положения на 90° открывается слив из линии 1-го всасывания в дренаж.

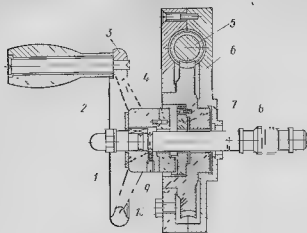


Рис. 10.3 Электропривод

1 — шток, 2 — диск, 3 — маховик, 4 — диск, 5 — червяк, 6 — колесо червячное, 7 — диск, 8 — червяк, 9 — крышка перелива, 10 — пробка

(положение II, сечение ВВ) и регулирующие клапаны закрываются. При этом проточный золотник в золотнике разгона золотник выдвигается 80 подает масло на рычажке штока, в результате механизма автоката без опасения.

Таким образом, открытие слива из шланга 110 ускорения в дренаж обеспечивает автоматическую баскровку: из шланга на старте створки в заправочный насос идет только при полностью закрытых регулирующих клапанах. Медленный возврат регулятора разгонного устройства в среднее положение после открытия створки клапанов приводит к открытию регулирующих клапанов и выводу турбины на обороты холостого хода, которые слив до начала работы автоката без опасения.

Золотник врезания с золотником разгонного устройства соединен крестообразной шпункой 29.

Для обеспечения надежной работы следящей системы в процессе эксплуатации, при сборке регулятора необходимо:

обеспечить минимальный прогиб мембран 3 и 12. Это достигается подбором дистанционных колец 4 и 11, за счет размера которых мембраны устанавливаются в горизонтальное или прогнутое вверх на 0,25–0,35 мм положение при положении клапанов следящей системы 5 на верхнем упоре;

обеспечить предварительный натяг сильфона на 0,5–1 мм за счет размера дистанционного кольца 10 при положении клапанов 5 на верхнем упоре;

обеспечить плотность камеры следящей системы. Проверка плотности во время сборки производится наливом воды в соборный деталями следящей системы золотник, перевернутый нижней кромкой вверх.

В процессе эксплуатации перед пуском турбины плотность следящей системы контролируется по давлению в камере В, которое не должно отличаться от силового давления, подводимого к регулятору, более чем на 0,24 МПа (2,5 кг/см²).

На верхней крышке 22 смонтированы дистанционные и местный указатели перемещения буксы, ограничители мощности и конечные выключатели 25 для отключения моторов дистанционного управления синхронизатора при крайних положениях подвижной буксы 16 регулятора.

Электрические провода управления и сигнализации объединены на штепсельных разъемах.

Для разборки регулятора и доступа к подвижной буксе и ее приводу без разборки теплоты, собранных на крышке 22, предусмотрены винты 20, удаление которых позволяет снять крышку 22 со всеми деталями, находящимися на ней.

Перемещение буксы 16, а на гурбинках первых выпусков и штока ограничителя 17 производится изображенными на рис. 10.3 электроприводом, который обеспечивает:

возможность дистанционного перемещения от электропривода под действием соответствующих автоматических регуляторов или обслуживающим персоналом со щита управления;

возможность перемещения вручную в 0 месте.

При работе от электропривода маховик 3 должен быть выдвинут от себя до упора (на рис. 10.3 выдвинут). Вращение червяка 2, соединяемого с валом, приводит, передается червячному колесу 6, с которым связано содвинут диск 7. В валу диска 7 входят зубцы выходного диска 4, который закреплён на маховике 3. Маховик через шпунку 2 вращает червяк 8 и червячное колесо горизонтального редуктора (показ. 19, рис. 10.2). Вращение последнего приводит к поступательному перемещению буксы синхронизатора (или штока ограничителя). При управлении «по месту» маховик 3 должен быть выдвинут от себя до упора (на рис. 10.3 вправо), что приводит к расцеплению дисков 4 и 7. Шариковый стопор 1 при этом фиксирует положение маховика, вращение которого приводит к вращению червячного колеса (показ. 19, рис. 10.2) и поступательному перемещению приводных деталей.

Для обеспечения смазки редукторной передачи на червяк крышка 9 предусмотрена с отверстием, закрытым пробкой 10 (на рисунке изображено открыто). Через отверстие шпунка с штифтом, необходимо производить заливку турбинного масла в камеру регулятора, контролируя его количество по уровню масляного отверстия.

При достижении крайних положений предусмотрено отключение электропривода синхронизатора конечными выключателями 25.

10.3. ПРОМЕЖУТОЧНЫЙ ЗОЛОТНИК

Для повышения быстродействия системы регулирования и уменьшения возможной неустойчивости, которая может быть вызвана скоплением воздуха в разветвленной схеме трубопроводов от командных органов до от

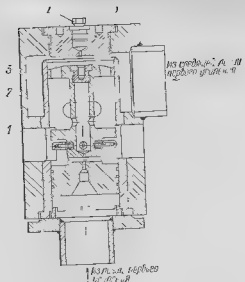


Рис. 104. Промежуточный золотник

1 - золотник, 2 - буш, 3 - корпус, 4 - пробка, 5 - крышка

сечных золотников, введен промежуточный золотник (рис. 104).

Промежуточный золотник представляет собой золотник 1, перемещающийся в буксе 2, установленной в корпусе 3. Золотник находится в равновесии под действием давления в линии 1-го усиления и давления в следующей линии 1-го усиления. Отсечная кромка золотника регулирует стив из следующей линии 1-го усиления, поддерживая в ней давление, равное давлению в линии 1-го усиления. При резком перемещении отсечных золотников сервомоторов промежуточный золотник открывает (или прикрывает) дополнительный стив из следующей линии 1-го усиления, что обеспечивает малые времена перемещения отсечных золотников.

Для увеличения чувствительности золотник выполнен вращающимся и на рабочих бочках золотника выполнены разгрузочные канавки. Для удаления воздуха из линии 1-го усиления выполнено отверстие диаметром 1,5 мм, а для удаления воздуха из верхней точки следующей линии 1-го усиления отверстие выполнено в пробке 4. Пробка и центральное отверстие в крышке 5 предназначены для установки указателя положения золотника в период настройки системы регулирования.

10.4. ОТСЕЧНЫЙ ЗОЛОТНИК ГЛАВНОГО СЕРВОМОТОРА ЧАСТИ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

Отсечный золотник главного сервомотора (рис. 10.5) служит для передачи импульсов от командных органов регулирования (по-

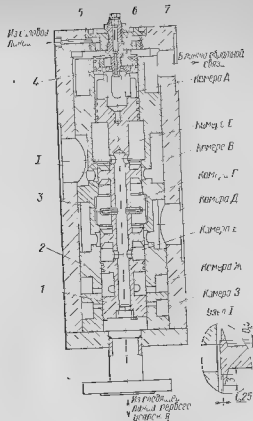


Рис. 105. Отсечный золотник главного сервомотора

1 - золотник, 2 - буш, 3 - sleeve, 4 - диафрагма, 5 - крышка, 6 - пробка, 7 - корпус

средством воздействия следующей линии первого усиления) на сервомоторы регулирующих клапанов блока парораспределения.

Золотник 1 расположен в буксе 2, запрессованной в корпус золотника 7. В буксе золотника выполнен ряд камер, каждая из которых соединена с определенными линиями. В камеру В подводится силовая вода от насосов, но сверленно внутри золотника эта вода попадает в камеру Е. Камера В соединена с нижней полостью сервомотора, а камера Д с верхней камерой. Камеры А и Г соединены с дренажем, а камера З с линией обратной связи сервомотора промежуточного грева. В камеру Ж подводится силовая вода.

Отсечный золотник находится в равновесии при равенстве давлений в следующей линии первого усиления, действующей на золотник снизу, и в линии обратной связи, действующей на золотник сверху.

При смещении золотника вверх от среднего положения нижняя полость сервомотора соединяется с дренажем (с камерой Г), а в верхнюю полость сервомотора, соединяющую

с камерой *Д*, подается вода высокого давления из камеры *Е*.

При смещении золотника вниз от среднего положения вода из камеры *Б* попадает в нижнюю полость сервомотора, а верхняя полость сервомотора соединяется через камеру *Г* с дренажем.

На золотнике *1* жестко закреплена диафрагма *4*. В верхней крышке *5* установлен конус самовыключения *6*. В кольцевой зазор между конусом самовыключения и диафрагмой осуществляется слив из линии обратной связи.

Для увеличения быстродействия системы регулирования конус самовыключения имеет конусную поверхность только на небольшом участке движения золотника от среднего положения. При значительном смещении золотника диафрагма перемещается сначала относительно конусной поверхности, а затем относительно цилиндрической. Длина конусной части выбрана такой, что золотник смещается на длину конусной части при сигнале около 0,25 неравномерности, а затем перемещается по цилиндрической части на полный ход без дополнительного усиления сигнала (при условии отсутствия воздействия от обратной связи сервомотора).

Угол наклона конуса самовыключения выбран из условия смещения золотника на 20 мм при сигнале в одну неравномерность (при отсутствии воздействия обратной связи сервомотора).

Для исключения механического контакта вращающегося золотника с верхней крышкой *5*, приводящего к износу золотника и крышки или прекращению вращения золотника и поэтому нечувствительности, предусмотрен «гидравлический упор» золотника. Подвод рабочей жидкости в камеру обратной связи выполнен через отверстие в корпусе и в крышке *5*.

При приближении золотника к верхней крышке *5* менее чем на 0,2–0,3 мм давление в камере над золотником повышается за счет уменьшения слива в трубопровод обратной связи к сервомотору и золотник продолжает вращаться, не доходя до механического упора (т. е. на гидравлическом упоре).

При приближении золотника к нижнему механическому упору диафрагма опускается на 3–4 мм ниже нижнего торца конуса самовыключения. При этом увеличивается слив из линии обратной связи, что препятствует установке золотника на нижний упор.

При ходе золотника на 8 мм ниже среднего положения верхняя крышка нижней бочки открывает подвод силовой воды из камеры *Ж* в линию обратной связи золотника сервомотора промперегрева, сообщая золотнику

промперегрева дополнительное ускорение, что обеспечивает повышенные скорости клапанов промперегрева.

При проектировании отсечных арматурных систем особое внимание следует обращать на уравновешенность радиальных сил *1*, действующих на золотник. На золотниках турбин первых выпусков выполнены радиальные каналы с одной стороны золотника при вращении в противоположной стороне бусы *1* и *2* в буксы без учета диаметра. Это привело к несимметричности усилий, появлению дополнительной нечувствительности и выработке золотника и бусы.

Выработка золотника или бусы может приводить также к уменьшению герметизационных усилий на золотнике, дополнительному износу гидравлических линий на разрушение устройств и качанию.

Для повышения чувствительности золотник выполнен вращающимся, что обеспечивается реакцией струи, вытекающей из двух сопл *3* с отверстиями диаметром 2,5 мм. На направляющих бочках выполнены разгрузочные кольцевые канавки глубиной 0,5 мм и высотой 2 мм. Зазоры между буксой и золотником выполнены 0,06 и 0,08 мм на сторону при диаметре золотника 80 мм.

Внутреннее отверстие в конусе самовыключения служит для установки указателя положения золотника в период настройки.

В период настройки и ремонтов необходимо следить за соблюдением геометрических размеров установки конуса самовыключения относительно диафрагмы при среднем положении золотника, надежным вращением золотника [более 16,6 с⁻¹ (1000 об/мин)], обеспечением работы верхнего и нижнего «гидроупоров», сохранением диаметральных размеров золотника и бусы.

При появлении выработки торцевых поверхностей золотника и крышек должны быть восстановлены размеры хода золотника за счет наплавки и последующей проточки крышек и проточки или замены золотника.

Золотник и буска выполнены из нержавеющей стали 3Х13 и термообработаны до твердости НВ—380–410.

10.5. ОТСЕЧНЫЙ ЗОЛОТНИК ПРОМПЕРЕГРЕВА

Конструкция отсечного золотника управляющего сервомотором регулирующего клапана на промперегрева подобна конструкции золотника главного сервомотора, хотя и отличается некоторыми особенностями (рис 10.6).

Поршень сервомотора регулирующего клапана промперегрева нагружен усилием пружин, а также усилием от давления воды. Для перемещения сервомотора регулирующего клапана в камеру *В* отсечного золотника от насосов подводится силовая вода.

При смещении золотника *1* вверх от среднего положения полость под сервомотором

пах первых выпусков изготавливались из закаленной стали ЗХ13.

На модернизированных турбинах втулки изготавливаются из бронзы ОЦС 5-5-5, а зазоры между штоками и втулками увеличены до 0,2—0,25 мм на диаметр при повышенных требованиях к состоянию расточек.

Для уменьшения перетечек из одной камеры сервомотора в другую поршень сервомотора уплотнен асбестопроводочной набивкой АПР, состоящей из отдельных колец 32.

Кольца набивки в специальных пресс-формах обжимаются усилием 100 кН (9,8 т) при температуре 200—250°C в течение 2 ч для удаления жидких фракций пропиточных материалов и придания кольцам набивки жесткости, что обеспечивает повышение долговечности.

Затяжка набивки осуществляется нажимным кольцом 33 и болтами 34, которые после затяжки стопорятся нераскручивающейся проволокой. От равномерной затяжки всех болтов и правильного выбора усилия зависит работа уплотнения с достаточной плотностью и допустимой температурой, которая не должна превышать 0,078 МПа (0,6 кгс/см²) по давлению рабочей жидкости в сервомоторе. Рекомендуемый момент затяжки болтов 24,5 Дж (2,5 кгс·м) с последующим отпуском на 0,5 шага резьбы.

Для надежной работы уплотнения зазор между рубашкой сервомотора и поршнем (или прижимным кольцом) не должен быть больше 0,5 мм. Долговечность работы уплотнения существенно зависит от чистоты обработки поверхности рубашки и штока, а при жестком уплотнении — и от состояния движения поршня относительно рубашки сервомотора.

Перспективными в настоящее время являются фторопластовые уплотнения с металлическими пружинящими кольцами и самосмазывающиеся уплотнения с резиновым шпуром, прошедшие опытно-эксплуатационную проверку.

Обратный связь сервомотора с золотником выполняется гидравлической Конусе обратной связи 43 (см. рис. 8) со штоком сервомотора соединен при помощи поводка 42. Закрепление конуса в поводке выполнено подвижным, допускающим незначительную несостоятельность установки корпуса обратной связи 43 и штола сервомотора, которая компенсируется по изменению зазора и при крайних положениях сервомотора. При сборке сервомотора должно быть предусмотрено относительно положение диафрагмы 44 и палецовой точки профиля конусной канавки па конусе обратной связи.

На корпусе распределителя предусмотрены местный и дистанционный указатели положения штока сервомотора.

Шток поршня сервомотора 38 с помощью муфты 29 связан с рейкой распределительного устройства 26. Со сдвинутым муфтой рычаг действует при движении вверх и вниз по оси рейки и штока до 0,5 мм за счет зазора между болтом 27 и муфтой, а также пальца сферической набивки 26, а при движении вниз — за счет пальца 30 упирающегося в сферическую опору 31.

10.7. БЛОК СЕРВОМОТОРОВ ПРОМПЕРЕГРЕВА

Блок сервомоторов (см. рис. 8.5) состоит из двух однофазных пружинящих сервомоторов: наружного, связанного с системой защиты

турбины и приводящего в движение шток толкателя 7; внутреннего, связанного с системой регулирования и приводящего в движение шток клапана 6.

Штоки 6 и 7, одновременно являющиеся штоками сервомоторов, жестко связаны с поршнями сервомоторов 14 и 28. Для обеспечения надежности работы блока клапанов и сервомоторов их конструкция выполнена так, что шток клапана 6 и все детали внутреннего сервомотора нигде не соприкасаются с неподвижными корпусными деталями. Таким образом, заедание внутреннего сервомотора может произойти только в деталях наружного сервомотора. В этом случае на закрытие будут действовать все пружины 23, 25 и 26 наружного и внутреннего сервомотора, создавая суммарное усилие.

Заклинивание клапана может произойти только при одновременном заедании обоих сервомоторов и, следовательно, блок клапанов и сервомоторов по надежности соответствует двум независимым клапанам с сервомоторами обычного типа.

Наружный сервомотор может иметь только два положения («открыт» и «закрыт»). Управление наружным сервомотором осуществляется при помощи выключателя 16, аналогичного по конструкции выключателю сервомотора стопорного клапана блока парораспределения высокого давления.

Внутренним сервомотором управляет отсечный золотник промперегрева, который подает воду во внутреннюю полость внешнего сервомотора через сверления в корпусе сервомотора, рубашке 30 и цилиндре 27 поршня наружного сервомотора.

Внутренний сервомотор может занимать любое положение от полного закрытия до полного открытия в соответствии с импульсами от командных органов системы регулирования.

Уплотнение обоих поршней блока сервомоторов достигается применением уплотнительных колец 32 из асбестопроводочной набивки АПР. Затяжка набивки осуществляется нажимными кольцами 31 и болтами, которые после затяжки стопорятся перекрещивающейся проволокой.

Конус обратной связи 19 внутреннего сервомотора соединен при помощи замка 18 и пальца 24 со сферическими концевыми упорами, допускающими незначительную несостоятельность между осями сервомотора и конуса обратной связи, с тарелкой 15, прижимаемой к поршню 28 пружины 26.

Сферическая направляющая втулка 17 допускает поворот пальца вокруг центра втулки и его продольное перемещение и препятствует поперечному смещению относительно оси сер-

вомотора. Конус выведен через сальник из крышки 22 и является местным указателем положения внутреннего сервомотора, а электрический датчик, присоединенный к конусу через поводок 21, служит для привода дистанционного указателя положения сервомотора.

В блоке сервомоторов предусмотрено устройство 18 для расхаживания наружного сервомотора вместе с внутренним за счет прикрытия подводки силовой воды к внешнему сервомотору. Из полости сервомотора предусмотрен постоянный дренаж через отверстие диаметром 4 мм, из-за которого при прикрытии подводки силовой воды под действием всех шести пружин сервомотор закрывается. При этом усилие на внутренний сервомотор передается через толкатель 5. Расхаживание может производиться на полный ход сервомотора.

Положение наружного сервомотора определяется по указателю 29, который в конечном положении сервомотора замыкает электроконтакты микропереключателей, фиксирующих положение сервомотора.

Для увеличения усилия, действующего на закрытие сервомоторов, на модернизированных турбинах установлены дополнительные пружины 23, воздействующие на поршень внутреннего сервомотора, а при застревании внутреннего штока на наружный сервомотор.

При сборке сервомоторов необходимо проверить:

первоначальный натяг пружин, которые могут иметь остаточную деформацию в процессе эксплуатации. Допустимое изменение размеров пружин приведено в табл. 10.1. При отклонении размеров сверх допустимых пружины необходимо заменять.

жесткость установки поршней с расточками в рубашке сервомоторов (допустимая несоборность не более 0,3 мм)

Таблица 10.1

Допустимые значения размеров пружин

Порядковый номер пружины (начиная с внешней,	Свободная длина, мм	Первоначальный натяг, мм
1	$466 \begin{smallmatrix} +15 \\ -5 \end{smallmatrix}$	$17 \begin{smallmatrix} +3 \\ -3 \end{smallmatrix}$
2	$52 \begin{smallmatrix} +15 \\ -15 \end{smallmatrix}$ $579 \begin{smallmatrix} +15 \\ -15 \end{smallmatrix}$	$21 \begin{smallmatrix} +3 \\ -3 \end{smallmatrix}$ $78 \begin{smallmatrix} +5 \\ -5 \end{smallmatrix}$
3	$588 \begin{smallmatrix} +15 \\ -15 \end{smallmatrix}$	$19 \begin{smallmatrix} +10 \\ -10 \end{smallmatrix}$
4	$536 \begin{smallmatrix} +15 \\ -15 \end{smallmatrix}$	$152 \begin{smallmatrix} +10 \\ -10 \end{smallmatrix}$

установку конуса обратной связи относительно для фразы 20.

При эксплуатации необходимо проверять нечувствительность сервомоторов к давлению под поршнями сервомоторов в момент стартования из положения «заварка», что может характеризовать предельные натяжение пружин и трение в уплотнениях сервомотора

10.8. РЕГУЛЯТОР ДАВЛЕНИЯ

Система регулирования давления строго пара предназначена для поддержания заданного давления пара перед турбиной.

В системе регулирования турбины предусмотрен исполнительный механизм системы — регулятор давления (рис. 10.7), который воспринимает импульс от электронного регулятора и поддерживает давление пара с заданной степенью неравномерности за счет перемещения клапанов турбины.

В блоке 2, запрессованной в корпус 1, перемещается конус 3. От положения конуса зависит сдвиг из линии 1-го усиления и соответственно величина открытия клапанов. Для уменьшения усилия на перемещение конус выполнен двойным, разгруженным.

Перемещение конуса производится электроприводом, изображенным на рис. 10.3, который обеспечивает:

дистанционное перемещение конуса электродвигателем 8 (при воздействии электронного регулятора или обслуживающего персонала со щита управления);

перемещение конуса вручную (по месту) при помощи маховика 6 (рис. 10.7) При работе от электродвигателя маховик 6 должен быть выдвинут от себя до упора (на рисунке

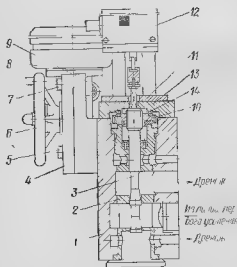


Рис. 10.7 Регулятор давления

1 — корпус, 2 — блок; 3 — конус; 4 — крышка перекачки; 5 — пробка; 6 — маховик; 7 — рычаг; 8 — электродвигатель; 9 — стенка; 10 — дренаж; 11 — крышка; 12 — блок питания; 13 — крышка; 14 — кольцо

вправо) Вращение червяка 5 (см. рис. 10.3), соединенного с валом двигателя через кулачковую муфту, передается червячному колесу 6, с которым жестко соединен диск 7. В пазы диска входят зубья кулачкового диска 4, соединенного с маховиком, который через шпонку 2 вращает червяк 8 и червячное колесо 10 (рис. 10.7). Его вращение приводит к поступательному перемещению конуса, который от вращательного движения удерживается своей верхней прямоугольной частью и соответствующим прямоугольным отверстием в крышке 11.

При работе «по месту» маховик 3 (см. рис. 10.3) должен быть выведен к себе до упора, что приводит к расцеплению дисков 4 и 7.

Положение маховика 3 фиксируется шариком 1. Вращение маховика в этом положении приводит через валик с червяком 8 к вращению червячного колеса 10 (см. рис. 10.7) и поступательному перемещению конуса 3.

Для отключения электродвигателя в крайних положениях перемещения конуса предусмотрен блок конечных выключателей 12.

Установка положения наконечников производится при настройке регулирования.

Верхний наконечник должен отключать двигатель при давлении в линии 1 го усиления, превышающем на 0,19 МПа (2 кгс/см²) давление, соответствующее полной нагрузке при положении буксы регулятора скорости на «прибавить» до отказа. Нижний наконечник - в положении закрытых клапанов при том же положении буксы.

Для уменьшения трения и механической выработки в тело червячного колеса 10 и в крышку 13 запрессованы кольца 14 из нержавеющей закаленной стали.

При эксплуатации необходимо периодически заливать корпус вертикального редуктора турбинным маслом. Заполнение производится через пробку 7. Уровень заполнения контролируется по наличию масла в отверстии под пробку 5. Подшипники червяка вертикального редуктора дополнительно должны смазываться через масленку 9.

10.9. ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЬ

Электрогидравлический преобразователь (рис. 10.8) с блоком релейной форсировки (БРФ) предназначен для увеличения быстродействия и приемистости системы регулирования при отключении генератора от сети и в переходных режимах энергосистем путем подачи дополнительных импульсов в систему регулирования турбины.

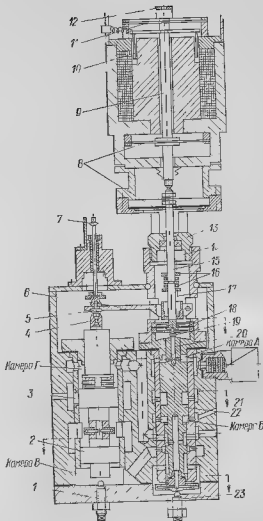


Рис. 10.8. Электрогидравлический преобразователь
1 — упор; 2 — золотник; 3 — вставка; 4 — солено; 5 — упор; 6 — упор; 7 — упор; 8 — золотник; 9 — мембрана; 10 — шток; 11 — обратная упорная; 12 — мембрана; 13 — гайка; 14 — упор; 15 — шток; 16 — шайба упорная; 17 — пружина; 18 — мембрана; 19 — упор; 20 — солено; 21 — диафрагма; 22 — упор.

Отличительной особенностью электрогидравлического преобразователя для водяных систем регулирования является необходимость сочетания высокого быстродействия, устойчивости и надежности в работе с большим коэффициентом усиления. Это связано с тем, что известные в настоящее время электромеханические преобразователи, применяемые в турбостроении, имеют изменение выходного усилия не более 14,7 Н (1,5 кг) в пределах неравномерности, а имеющийся опыт эксплуатации золотниковых гидравлических регуляторов с рабочим телом водой свидетельствует о необходимости изменения усилия в исполнительном звене гидравличе-

ского усилителя в пределах неравномерности на величину не менее 1470 Н (150 кг).

Для получения требуемых свойств гидравлическая часть ЭПП выполнена как двухступенчатый гидроусилитель с механической обратной связью на вход 1-й ступени усиления. Входным сигналом является изменение усилия на штоке 9 при изменении тока в управляющей обмотке 10 ЭМП; выходным — перемещение золотника 2, управляющего параллельно с другими регуляторами системы регулирования (скорости, давления пара перед турбиной) давлением в линии 1-го усиления и, следовательно, перемещением клапанов турбины.

При изменении тока в управляющей обмотке 10 происходит пропорциональное перемещение штока 9 на величину, определяемую жесткостями пружин 14, 17 и центрирующих мембран 8, 11, 18. Отбойная пластина 19 изменяет слив в дренаж из камеры 20 и величину давления в камере А. Золотник 22, находящийся в равновесии под действием силового давления в камере А и давления в камере В, смещается, восстанавливая давление в камере А. Таким образом, золотник 22 «следит» за перемещением штока 9. Золотник 22 является отсечным для золотника 2 и изменяет давление в камере В; нагружение золотника сверху (камера Г) производится давлением воды из силовой линии. Перемещение золотника 2 через рычаг 6 передается пружине 17 и происходит до тех пор, пока шток 15 и золотник 22 не вернутся в «среднее» положение.

В статике изменение усилия на штоке 9 при изменении тока в управляющей катушке 10 компенсируется изменением натяга пружины 17 при перемещении золотника 2. Изменные усилия на штоке 15 и перемещение золотника 2 может производиться дополнительно при настройке изменением натяга пружины 14 специальной гайкой 13.

Для обеспечения высокой чувствительности ЭПП золотники выполнены вращающимися. При этом для привода перемещения рычага 6 от золотника 2 использована гидравлическая подушка, образованная за счет выполнения диафрагмы 4 в золотнике и подвода силового давления к ней. Давление в подушке определяется зазором между золотником и упором 5 на рычаге 6, который при перемещении золотника изменяется за незначительную величину и учитывается в расчете ЭПП.

Подвод воды в камеру А осуществляется через специальную диафрагму 21, состоящую из набора пластин с отверстиями, что обеспечивает требуемый небольшой расход в камеру А при значительных отверстиях в пластинах.

Передача усилия от рычага 6 к пружинам и к штоку производится через установочные шайбы 16 с выступами, расположенными во взаимно перпендикулярных плоскостях, за счет которых значительно уменьшаются возможные перекашивающие усилия от пружин и обеспечивается высокая чувствительность электрогидравлического преобразователя.

При сборке ЭПП должно быть обеспечено (при отсутствии тока в управляющей катушке ЭМП) горизонтальное положение рычага обратной связи и наличие требуемых зазоров между золотником 22 и штоком 15, а также золотником 2 и упором 5. Зазор 0,25—0,35 мм между золотником 22 и штоком 15 устанавливается за счет изменения диаметров отверстий в шайбе 21. Для проверки зазора необходимо.

вернуть упор 23 до касания с золотником 22;

зафиксировать положение штока 9 при помощи индикатора, устанавливаемого в место 12 под верхней крышкой ЭМП;

сместить шток 15 до упора в золотник подачей тока на управляющую катушку ЭМП (или вручную), предварительно перекрыв подачу силовой воды к ЭПП, и зафиксировать показания индикатора. Разность показаний индикатора определяет величину зазора.

Зазор между золотником 2 и упором 5 контролируется по смещению указателя 7 после подачи воды к ЭПП (при отсутствии подачи воды к ЭПП предварительно фиксируется при помощи упора 1 положение золотника 2 при горизонтальном положении рычага 6). Расчетный зазор 0,3—0,4 мм.

При подключении к ЭПП только БРФ без воздействий от энергосистемной автоматики при настройке ЭПП отсечный золотник 2 устанавливается с перекрытием 1 мм по силовым каналам из линии первого усиления во вставках 3. При подключении энергосистемной автоматики перекрытие может быть изменено.

При работе турбины должно контролироваться положение золотника 2 и давление в камерах А, В.

В процессе эксплуатации периодически должна проводиться проверка состояния ЭПП.

перед каждым пуском — проверка расхождения ЭПП путем перемещения штока ЭМП и контроля перемещения и стабильности положения золотника 2 после возвращения штока 9 в исходное (среднее) положение;

перед каждым пуском — проверка работы БРФ и ЭПП подачей сигнала на БРФ на закрытие клапанов;

после монтажа, капитального ремонта или работ, связанных с разборкой ЭПП, — проверка характеристик нечувствительности, кото-

рая не должна превышать 1,5% и дополнительно стабильности положения золотников ЭИП при изменении силового давления воды в пределах 1,37–2,16 МПа (14–22 кгс/см²).

При проведении текущих ремонтов должно проверяться состояние трещащих поверхностей золотников, бус, шарниров, упоров и сопел.

10.10. ЗАЩИТНОЕ УСТРОЙСТВО

Защитное устройство предназначено для быстрой остановки турбины воздействием на стопорные и регулирующие клапаны в случае срабатывания защиты при недопустимом повышении частоты вращения ротора или при воздействии обслуживающего персонала дистанционно или на месте.

На турбине К-300-240 используется защитное устройство беззолотникового типа (рис. 10.9). В корпус 17 запрессованы втулки 15, 16, образующие с корпусом камеры А, Б, В, Г, Д, соединенные с линией 1-го усиления (А), линией защиты (Б, В) и дренажем (Г, Д). Из камеры А выполнены два канала (на рис. 10.9 не показаны), выходящие в плоскости, перпендикулярной разрезу на чертеже, к клапану 14 аналогично выходам камер Б и В.

Сообщение камер А, Б и В с дренажем закрывается от положения клапана 14. При приеме положения клапана камеры А, Б и В разобщены с дренажными камерами. Клапан 14 удерживается в нижнем положении давлением в камере Е.

При снижении давления в камере Е до величин, при которой усилие, действующее на клапан 14 сверху, становится меньше усилия, действующего на клапан снизу (от давления в камерах А, Б и В), клапан поднимается. При этом открывается также слив из камеры Е в камеру Г, что способствует быстрому снижению давления в камере Е, т. е. осуществляется положительная обратная связь между перемещением клапана и давлением в камере Е.

Смещение клапана вверх вызывает одновременно падение давлений в камерах А, Б и В за счет сообщения их с дренажем и соответственно закрытие стопорных и регулирующих клапанов турбины.

На клапане 14 выполнен бурт И, который обеспечивает разделение потоков из камер А, Б, В (с большим давлением) и потока из камеры Е (с меньшим давлением) при срабатывании клапана, чем убыстрятся процесс его движения.

Снижение давления в камере Е может быть осуществлено либо срабатывания исполнительно-

го механизма автомата безопасности, снижающего давление в линии управления при недопустимом повышении частоты вращения ротора турбины, либо перемещения вниз клапана 12.

Клапан 12 выполнен разгруженным за счет равных диаметров посадки по верхнему и нижнему посадочным местам клапана на седло 13.

При движении вниз на 5 мм клапан 12 перекрывает подвод в камеру Е воды из линии управления и открывает слив из камеры в дренаж Ж. Для разгрузки клапана 12 от давления на нижний его торец камера З соединена с дренажем.

При повышении давления в камере Е бурт И способствует более быстрому повышению давления в камере Е, чем в камерах А, Б и В, и статическому прижатии клапана 14 к втулкам 15, 16, т. е. к взведению защитного устройства.

Как клапан 12, так и клапан 14 при срабатывании защитного устройства в сторону закрытия клапанов турбины двигаются в направлении от посадочных мест, чем обеспечивается повышение надежности их срабатывания после длительного неподвижного стояния по сравнению с золотниковыми устройствами.

В золотниковых устройствах наличие облитерации и заносов зазоров между золотниками и бусками приводит к повышению нечувствительности и возможному отказу в момент срабатывания. Это особенно важно при изменении в качестве рабочего тела воды, очистка которой производится менее качественно, чем масла в замкнутом контуре маслонаблюдения.

Управление движением клапана 12 осуществляется штоком электромагнита через соединительную муфту и палец 11, способствующий усилению заклинивания штока клапана 12 в направляющей при наличии несовпадения между осью клапана и электромагнита.

Якорь электромагнита 9 удерживается в верхнем положении пружинной 2, создающей необходимое усилие 98 Н (10 кг) для обеспечения плотности прилегания клапана 12 к седлу 13.

При подаче напряжения на катушку электромагнита 10 либо при ручном воздействии на кнопку 1 якорь перемещается вниз, сжимая пружину 2. Избыточное усилие электромагнита по сравнению с усилием пружины 2 117,6–147 Н (12–15 кг).

Шары 7 перемещаются от оси магнита в проточку на втулке 5, а защелка 6, действуя под действием пружины 4, исключает возможность движения шаров к оси электро-

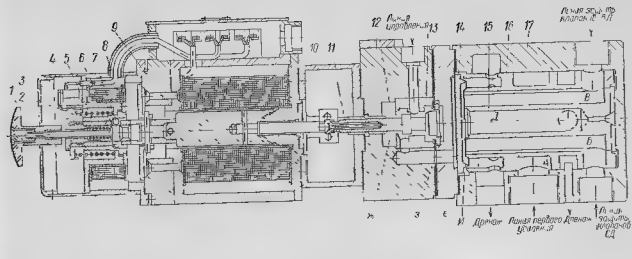


Рис. 10.9. Защитное устройство

1 - кольцо, 2 - пружина, 3 - микропереключатель, 4 - пружина, 5 - штифт, 6 - втулка, 7 - шар, 8 - обмотка, 9 - якорь, 10 - пружина, 11 - вал, 12 - клапан, 13 - седло, 14 - клапан, 15 - втулка, 16 - втулка, 17 - корпус

магнита и фиксирует якорь в нижнем положении.

При подъеме защелки 6 вручную либо дистанционно путем подачи напряжения на обмотку 8 шары 7 получают возможность переместиться к оси электромагнита. При этом пружина 2 поднимет якорь 9 и шток клапана 12.

Пружина 4 постоянно стремится опустить защелку вниз, препятствуя самопроизвольному изведению защитного устройства.

Для сигнализации о срабатывании защитного устройства установлен микропереключатель 3.

При сборке защитного устройства необходимо контролировать одновременность прилегания кромок клапана 12 к посадочным местам седла 13 и плотности клапана 14 в нижнем положении, отсутствие засады в электромагните и отсутствие выработки во втулке 5 от действия шаров 7.

10.11. МЕХАНИЧЕСКИЙ АВТОМАТ БЕЗОПАСНОСТИ

В качестве предохранительного выключателя, предохраняющего турбину от чрезмерного повышения частоты вращения ротора, применен неустойчивый регулятор: слонный механический автомат безопасности коiledного типа (изображенный на рис. 10.10 и на рис. 10.11 поз. 15).

Вал 3 (рис. 10.10), на котором смонтированы автомат безопасности, приобщен к ротору высокого давления.

Движение стального кольца 4 направляется центральным штифтом 5, который проходит через поперечную расточку вала. В этой рас-

точке расположена пружина 6, которая прижимает кольцо к валу таким образом, что внешняя цилиндрическая расточка кольца оказывается соосной с валом турбины.

Внутренняя расточка кольца выполнена эксцентрично с внешней. Центр тяжести кольца смещен от оси вращения ротора в сторону возможного перемещения кольца. Экцентриситет центра тяжести, масса кольца и пружины рассчитаны так, что при повышенных частотах вращения ротора до 55,5-56 с⁻¹ (3330-3360 об/м) центробежные силы преодолевают первоначальное натяжение пружины и кольцо смещается по радиусу на 8 мм. При этом внешняя поверхность кольца становится эксцентричной к оси ротора турбины, что вызывает удар кольца по рычагу исполнительного механизма автомата безопасности и приводит к закрытию стопорных и регулирующих клапанов. Обратное перемещение кольца происходит при снижении частоты вращения ротора до 50,8-51,2 с⁻¹ (3050-3070 об/м) [7].

Для проверки срабатывания кольца без повышения частоты вращения ротора в каждом кольце предусмотрены углубления (камеры В), в которые может быть попало масло во время работы при нормальной частоте вращения ротора. При этом эксцентричная масса возмущает и кольцо срабатывает без повышения частоты вращения. После прекращения подачи масла к кольцу оставшееся в полостях кольца масло вытекает через специальные отверстия и кольцо под действием пружины возвращается в исходное положение.

Постройка регулятора производится вращением вала 5 (в результате чего меняется натяжение пружины 6) и регулировочным

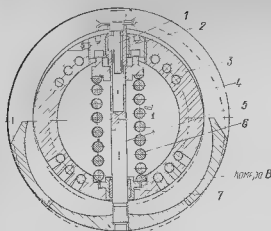


Рис 10.10 Механический автомат безопасности
1 — винт; 2 — рычаг; 3 — клапан; 4 — кольцо; 5 — пружина; 6 — штанга; 7 — гайка.

винтом 1, изменяющим положение центра тяжести кольца.

Один оборот валика 5 изменяет настройку срабатывания автомата приблизительно на 2 с^{-1} (120 об/мин), один оборот винта 1 — на $0,08 \text{ с}^{-1}$ (5 об/мин).

На модернизированных турбинах для уменьшения электрокоррозии, возникающей на поверхности валика 5 в местах контакта с направляющими, запрессованы втулки 2 и 7, выполненные из фторопласта. Зазор между валиком и втулками 0,15–0,2 мм на диаметр.

Для уменьшения возможной поводки фторопластовых втулок при повышении температуры масла необходимо перед изготовлением втулок фторопласт выдерживать в кипящей воде в течение 2 ч.

Стабильность настройки срабатывания колец автомата безопасности после разборки обеспечивается сохранением положений регулировочного винта 1, натяжением пружины и неизменностью установки положения пружины относительно собственной оси, влияющей на срабатывание из-за несимметрии расположения масс на поджатых витках пружины.

Подача масла для опробования колец автомата безопасности производится с помощью исполнительного механизма автомата безопасности через камеры А и Б (см. рис. 10.1) и сверления в роторе.

Для уменьшения небаланса ротора, создающегося при выбивании колец, кольца разворачивают относительно друг друга на 180° поворота ротора турбины.

При монтаже и эксплуатации необходимо обращать внимание на отсутствие посторонних потоков масла, которые могут попасть в камеры колец и привести к самопроизвольному срабатыванию автоматов без повышения частоты вращения ротора

Исполнительный механизм автомата безопасности служит для преобразования механического импульса автомата безопасности в гидравлический импульс, воздействующий на положение клапанов защитных устройств и, следовательно, на закрытие регулирующих и стопорных клапанов турбины. Исполнительный механизм также служит для раздельного опробования колец автомата безопасности маслом под нагрузкой без повышения частоты вращения ротора.

Основными элементами исполнительного механизма (рис. 10.11) являются поворотный переключательный золотник (состоящий из золотника 17 и золотника 20) и два сменных исполнительных клапана 9 (№ 1 и 2), находящиеся под воздействием колец автомата безопасности. (Для наглядности на рис. 10.11 изображен только клапан № 1, который совмещен в плоскости чертежа с поворотным золотником).

Силовая вода через камеру Б поворотного золотника 17 подводится к управляющим камерам защитных устройств. При среднем положении поворотного золотника камера Б соединена с камерами А, которые отделены от дренажа кромками клапана 9, прижатыми к седлу 10.

Клапаны № 1 и 2 (см. поз. 9) выполнены двухседельчатыми для разгрузки их от давления в камере А. Клапаны и связанные с ними штоки 3 и 11 удерживаются в верхнем положении упорами на рычагах 2, попадающими в заплубления на штоках 3. Рычаги прижимаются к штокам пружинами 1.

При повышении частоты вращения ротора турбины на $11\text{--}12\%$ сверх номинального кольцо автомата безопасности ударяет по рычагу 2 клапана № 1 или 2. При этом рычаг, поворачиваясь вокруг оси, освобождает шток 3 и шток под действием пружины 5 перемещается вниз вместе с клапаном 9, открывающим слив из управляющей линии защитных устройств.

Клапан 9 связан со штоком 8 не жестко, а посредством пружины 7 для возможности одновременного прижатия в вертикальном направлении клапана 9 к своему седлу 10 и заплубления штока 3 к упору рычага 2.

Срабатывание любого из клапанов (№ 1 или 2) приводит к закрытию стопорных и регулирующих клапанов турбины.

Взведение исполнительного механизма автомата безопасности осуществляется силовым маслом, подаваемым в камеру В под поршень 4, который перемещает шток 3 вверх, сжимая пружины. Масло подводится в каме-

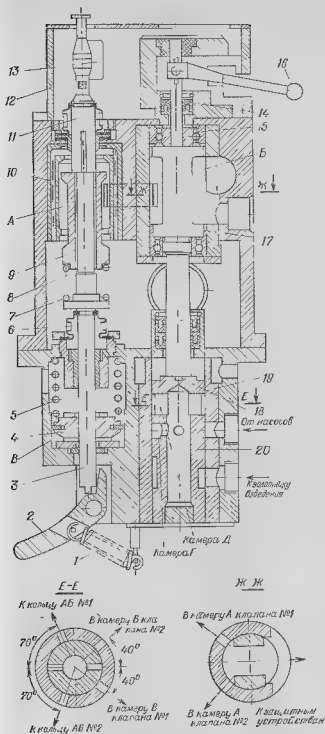


Рис. 1011 Исполнительный механизм автомата безопасности

1 — пружина, 2 — шток, 3 — шток, 4 — поршень, 5 — пружина, 6 — шток, 7 — шток, 8 — шток, 9 — шток, 10 — шток, 11 — шток, 12 — шток, 13 — шток, 14 — шток, 15 — шток, 16 — рукоятка, 17 — золотник, 18 — шток, 19 — бокс, 20 — золотник

ру В от золотника взведения, который смонтирован на корпусе регулятора скорости. При всех положениях золотника взведения, кроме положения «Взведение», камера В соединена с дренажем, что исключает подпор под поршнем 4.

Для возможности раздельного опробования колец механического автомата безопасности и исполнительных сливных клапанов 9 при работе турбины под нагрузкой и номинальной частоте вращения ротора служат поворотные переключающие золотники 17 и 20.

При повороте золотника 17 при помощи рукоятки 16 поворачивается и золотник 20, соединенный с ним крестовой шпункой 18. При этом в камеру Г подводится масло от масляного насоса, которое по каналам в золотнике поступает в камеру В.

При повороте золотника на 70° от среднего положения (см. сечение ЕЕ) силовое масло через окна в буксе 19 подается на одно из колец автомата безопасности (АБ) для его испытания. При этом золотник 17 перекрывает подводы из линии управления защитных устройств к клапану № 1 или 2 опробуемого кольца, что обеспечивает несрабатывание защитных устройств при срабатывании клапана исполнительного механизма. Второе кольцо и его клапан находятся в это время в рабочем состоянии, обеспечивая защиту турбины.

Для взведения клапана 9 после опробования необходимо установить поворотный золотник в положение «Взведение» (40° от среднего положения), при котором масло подается из камеры Г через камеру Д в камеру В под поршень 4 на взведение испытанного клапана, а дренаж из камеры В через золотник взведения перекрывается золотником 20.

Поворот рукоятки 16 на 70° и 40° в противоположную сторону приводит к опробованию взведения второго кольца и клапана при работе турбины под нагрузкой.

Таким образом, поворотный переключающий золотник может находиться в 5 положениях.

рабочее (среднее положение);
взведение 1-го кольца (поворот вправо на 40°);
опробование 1-го кольца (поворот вправо на 70°);
взведение 2-го кольца (поворот влево на 40°);
опробование 2-го кольца (поворот влево на 70°).

Для уменьшения трения на поворотном золотнике, увеличивающегося из-за неравномерности золотника при повороте для отключения исполнительных клапанов, на модернизированных турбинах вместо предусмотр-

ренными ранее разгрузочных клапанов устанавливаются подшипники качения 15

На верхней крышке исполнительного механизма смонтированы местные и дистанционные указатели 13 срабатывания клапанов исполнительного механизма.

Разделение масляных и водяных камер выполняется на турбинах первых выпусков при помощи набивки, поджимасмой гайками, что ставило надежность срабатывания клапанов в зависимость от затяжки набивки

На модернизированных турбинах масляная камера уплотняется при помощи резиновых уплотнительных колец 18 (апатично изображенному уплотнительному резиновому золотнику), специально заточенных, которых не требовалась. Однако в связи с тем, что в процессе длительной эксплуатации неучастительности в манжетах из за затвердения резины и ш шовов конструкция была изменена на уплотнения при помощи резиновых сальников 6

Для обеспечения четкого поворота переключающего золотника на определенный угол (40° и 70°) предусмотрена установка ограничительного кожуха 12 с направляющими профилированными пазами, фиксирующими положение рукоятки 16 в указанных положениях, которые из за затвердения резины и ш шовов конструкция была изменена на уплотнения при помощи резиновых сальников 6 монтажа и ремонта.

10.13. ЗОЛОТНИК ВЗВЕДЕНИЯ

Золотник взведения (рис. 10.12) предназначен для одновременного взведения клапанов исполнительного механизма автомата безопасности.

Золотник 3 соединен крестовой шпонкой 1 с золотником разгонного устройства регулятора скорости и поворачивается в буксе 4 рукоятки разгонного устройства.

При среднем положении рукоятки разгонного устройства золотник перекрывает подвод масла к исполнительному механизму автомата безопасности (ИМАБ) и вызывает камеры взведения исполнительного механизма с дренажем.

При повороте рукоятки разгонного устройства в положение «Взведение ИМАБ» линия

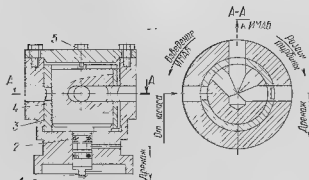


Рис 10.12 Золотник взведения

1 — шпонка, 2 — кольцо, 3 — золотник, 4 — бусина, 5 — винт.

взведения исполнительного механизма соединяется с подводом масла и соединяется от дренажа.

При повороте рукоятки разгонного устройства в положение «Разгон турбины» камеры взведения остаются соединенными с дренажем и давление в них не препятствует срабатыванию исполнительного механизма автомата безопасности.

Присоединение золотника взведения к рукоятке разгонного устройства позволяет выполнить операцию разгона из положения холостого хода до срабатывания автомата безопасности и восстановления оборотов после опробования до положения холостого хода выполнить одной рукояткой разгона, что исключает возможные ошибки персонала при испытаниях автомата безопасности и системы защиты разгонного ротора турбогенератора.

Золотник взведения установлен в буксе 4, на наружной поверхности которой в районе дренажного отвода выполнен продольный дренажный канал, разгружающий золотник от неуравновешенных осевых усилий. Букса фиксируется от проворачивания стопорным винтом 5, который установлен в крышке корпуса и входит в паз буквы

На модернизированных турбинах золотник разгонного устройства и золотник взведения устанавливаются на подшипниках качения.

Разделение камер регулятора скорости (с водой) и камер золотника взведения (с маслом) выполнено за счет установки двух резиновых колец 2

10.14. СЕРВОМОТОР И ВЫКЛЮЧАЮЩЕЕ УСТРОЙСТВО СТОПОРНОГО КЛАПАНА ЧАСТИ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

Управление стопорным клапаном осуществляется односторонним пружинным сервомотором (рис. 8.3)

Силовая вода от насоса подводится к сервомотору через диафрагму диаметром приблизительно 7 мм. Силин из сервомотора осуществляется через беззолотниковое выключающее устройство (выключатель стопорного клапана) 46.

Поршень сервомотора стопорного клапана 49 уплотнен асбестопроволочной набивкой 32. Затяжка набивки осуществляется нажимным кольцом 33 и болтами.

Усилие на закрытие стопорного клапана создается неуравновешенным парным усилием ча штока клапана и двумя пружинами, первоначальный натяг которых (60 ± 6 мм для наружной пружины и 55 ± 6 мм для внутренней) устанавливается за счет толщины дистанционных колец 51.

Для периодического расхаживания стопорного клапана предусмотрен специальный вентиль 47. При открытии вентиля полость над поршнем 49 соединяется с дренажем через 12 отверстий диаметром 2 мм в рубанке 48, давление над поршнем снимается и сервомотор перемещается вверх до тех пор, пока набивка не перекроет эти отверстия, расположенные, примерно, на $\frac{1}{6}$ хода сервомотора от положения полного открытия стопорного клапана.

Расхаживающий вентиль (поз. 47 на рис. 8.3) изображен на рис. 10.13, поз. 3. Положение сервомотора фиксируется по указателю 45, который выведен через уплотнения в днище распределителя и сермещает два конических выключателя, действующих на автоматику блока, связанную с положением стопорных клапанов.

Выключающее устройство беззолотниково-го типа. Клапан 1 выключателя в своем нижнем положении опирается на седло 2, которое выполнено в виде двух концентрично расположенных цилиндров. Внутренний цилиндр отделяет верхнюю полость сервомотора (камера Б) от дренажного трубопровода и нижней (дренажной) полости сервомотора. Внешний цилиндр отделяет камеру А от дренажа.

В нижнем положении клапан удерживается давлением жидкости в камере А, защищенной от давления в коллекторе линии защиты. Между камерой А и линией защиты установлена диафрагма $\varnothing 8$ мм. При падении давления в линии защиты из-за срабатывания клапанов защитных устройств усилие, действующее на клапан 1 сверху, становится меньше усилия, действующего на клапан 1 снизу из камеры Б над поршнем сервомотора.

Отношение площади клапана, на которую действует усилие сверху из линии защиты, к площади снизу, на которую действует давление в камере сервомотора, равно 3:1, что обеспечивает срабатывание клапана при падении давления над клапаном до величин, в 3 раза меньшей, чем давление в сервомоторе.

При отрыве клапана от нижнего упора открывается дополнительный слив из камеры А над клапаном, что обеспечивает быстрый перемещение клапана до верхнего положения и убыстряет закрытие стопорного клапана. Таким образом осуществляется положительная обратная связь между давлением над клапаном 1 и его перемещением, что способствует повышению быстродействия защиты. На клапане выполнен конусный бурт, предотвращающий попадание жидкости из камеры сервомотора при подъеме клапана в камеру

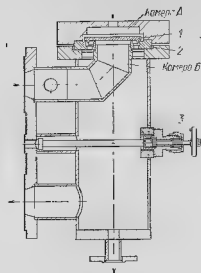


Рис. 10.13 Выключающее устройство.

1 — клапан; 2 — седло; 3 — вентиль

над клапаном, что способствует также повышению быстродействия срабатывания выключателя.

По сравнению с золотниковыми выключателями стопорных клапанов, которые были в системе защиты до модернизации, беззолотниковые выключатели (и беззолотниковая система защиты в целом) обладают существенными преимуществами. Основными из них являются:

отсутствие в основных элементах защиты золотниковых пар с трением, которые заменены устройствами клапанного типа с высокой степенью надежности, не требующими периодического расхаживания;

положительная обратная связь на беззолотниковых устройствах, повышающая их быстродействие по сравнению с золотниковыми; возможность значительного уменьшения диаметров трубопроводов системы защиты из-за отсутствия вытеснения всей жидкости, находящейся над клапаном выключателя в момент срабатывания, по длинным трубопроводам между сервомоторами и защитными устройствами, расположенными на опоре переднего подшипника, уменьшения количества растворенного в жидкости воздуха, что обеспечивает уменьшение запаздывания;

уменьшение расхода воды в системе из-за исключения утечек по зазорам золотниковых пар.

При монтаже сервомотора особое внимание должно быть обращено на первоначальное натяжение пружин, отсутствие нечувствительности, плотности набивки и плотности прилегания клапана 1 (рис. 10.13).

Нечувствительность сервомотора не должна превышать 0,049 МПа (0,5 кгс/см²) по давлению воды над поршнем сервомотора. Плотность набивки и прилегания клапана 1 к поверхности седла 2 определяется по перепаду давления на диафрагме, устанавливаемой на подводе силовой воды к сервомотору. Перепад давления не должен превышать 0,29 (3 кгс/см²) при диафрагме диаметром 7 мм.

Выключающее устройство блока клапанов промпрегрева по конструкции аналогично выключающему устройству стопорного клапана части высокого давления.

10.15. РАСХАЖИВАЮЩЕЕ УСТРОЙСТВО

Расхаживающее устройство предназначено для перемещения клапанов блоков парораспределения и предотвращения заеданий штоков клапанов и сервомоторов в направляющих втулках. Расхаживающее устройство обеспечивает определенную последовательность закрытия и открытия клапанов и неизменность нагрузки турбоагрегата во время расхаживания, которое производится примерно при нагрузке 200 МВт.

При расхаживании закрываются сначала регулирующие клапаны блока парораспределения до полного закрытия, затем стопорный клапан этого блока. Открытие клапанов происходит в обратной последовательности.

Благодаря действию регулятора давления острого пара, стремящегося поддержать давление пара перед турбиной неизменным, прикрытие регулирующих клапанов одного блока парораспределения компенсируется автоматическим открытием клапанов второго блока,

что обеспечивает неизменность нагрузки в период расхаживания.

Расхаживающее устройство (рис. 10.14) выполнено в виде золотника 4, перемещаемого в буксе 3 при помощи маховика 1. Общий ход золотника 32 мм. В камеру В расхаживающего устройства подается вода из линии защиты, которая через окна в буксе между бочками золотника направляется к выключателю сервомотора стопорного клапана блока парораспределения. В камеру В подводится силовая вода высокого давления. Через окна в буксе силовая вода попадает в камеру Г и осуществляет питание линии ускорителя клапана промпрегрева (см. рис. 10.6, камера Е). Камера А соединена с линией обратной связи главного сервомотора.

Вращением маховика расхаживающего устройства в направлении расхаживания золотник 4 перемещается вниз.

После перекрытия подвода силовой воды в линию ускорителя клапана промпрегрева открывается подвод воды в линию обратной связи сервомотора регулирующих клапанов, что вызывает закрытие регулирующих клапанов высокого давления. При этом смещение отсечного золотника до упора вниз не приводит из-за отключения подвода силовой воды на ускоритель к закрытию клапана промпрегрева.

Дальнейшее перемещение золотника расхаживающего устройства вызывает перекрытие подвода воды из линии защиты к выключателю стопорного клапана, полость над клапаном выключателя соединяется с дренажем, вследствие чего закрывается стопорный клапан.

На кромок средней бочки золотника выполнены четыре запила прямоугольной формы для изменения расхода в линию обратной связи и плавного закрытия клапанов.

Соединения золотника 4 со штоком маховика выполнены при помощи гайки 2, от надежности стопорения которой зависит совместное перемещение золотника и маховика и, следовательно, надежность работы расхаживающего устройства.

При проверке расхаживающего устройства необходим контроль за соблюдением четкой последовательности закрытия клапанов, а также за отсутствием выработки золотника и буксы в процессе эксплуатации.

10.16. ВОДЯНЫЕ ФИЛЬТРЫ ВОДОСНАБЖЕНИЯ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ

На турбинах первых выпусков для очистки воды от механических примесей применялись сетчатые фильтры, изображенные на рис. 10.15.

Фильтрующим элементом является лагуна-ная сетка 2 простого или саржевого плетения

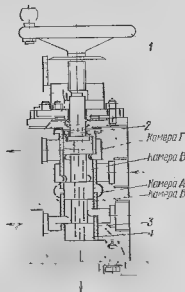


Рис. 10.14 Расхаживающее устройство
1 — маховик, 2 — гайка; 3 — букса, 4 — золотник.

Сетка натянута на дырчатый каркас 1 из нержавеющей стали. Поверх сетки установлен каркас из проволоки 3. Применяется сетка 0,25 (ячейка в свету 0,25 мм) в два слоя, либо сетка 0,15 в один слой, проволока $\varnothing 0,12 - 0,13$ мм.

В связи с частыми разрушениями латульной сетки в последнее время стали использовать стальную нержавеющую сетку с теми же размерами ячейки. Размеры фильтров выбраны так, что скорость фильтрации, отнесенная к живому сечению сетки, составляет более 0,2 м/с.

Восемь фильтров объединены в две группы по четыре фильтра — одна группа находится в работе, вторая — в резерве. Очистка фильтров проводится отмык обратным потоком жидкости.

Для создания обратного потока входной коллектор каждой группы соединяется через вентиль с местом сброса грязного конденсата, а в выходной коллектор подается вода с выдачи конденсатных насосов через дополнительные два фильтра.

Сетка фильтров допускает перепад давления в основном направлении не более 0,23 МПа (2,5 кгс/см²) и в обратном направлении (при промывке) не более 0,098 МПа (1 кгс/см²).

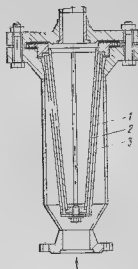
Основными недостатками сетчатых фильтров и схемы их промывки являются: частые разрывы сеток, невозможность контроля их состояния без разборки фильтров; значительный расход жидкости на промывку обратным потоком; неэффективность очистки при малом допустимом перепаде давления на сетке, сложность автоматизации очистки из-за большого количества оперативной арматуры.

Эти недостатки исключены внедрением на модернизированных турбинах самопромывающихся секционных пластинчатых фильтров, разработанных на заводе. Конструкция новых фильтров изображена на рис. 10.16.

Фильтр состоит из корпуса 4 с камерами А и Б для подачи фильтруемой жидкости и камерой В для отвода фильтрата, ротора с фильтрующим элементом, состоящим из вала 5, двух торцевых дисков 8, среднего диска 6 и пластин 7, которые имеют отверстия образующие в роторе каналы-секции Д для прохода фильтруемой жидкости, причем отверстия каждой второй пластины фильтрующего элемента имеют радиальные прорезы (см. вид Г), направленные от центра отверстия к периферии.

Фильтруемая жидкость подается в камеры А, Б, а затем проходит в каналы Д и, проходя через щели, образованные прорезами в пластинах, фильтруется. По мере забивания фильтра ротор проворачивается и входные от-

Рис. 10.15. Фильтр сетчатый.
1 — каркас; 2 — сетка; 3 — каркас проволоки.



верстия секций, выполненные в торцевых дисках, поочередно подходят к промывным соплам 2, соединенным с камерой сброса грязного конденсата, чем обеспечивается создание обратного потока жидкости в отмываемом канале секции.

Для увеличения количества секций отверстия в фильтрующей пластине ротора выполнены в два ряда, из которых внешний ряд соединен прорезами с внешним диаметром ротора, а внутренний ряд с внутренней камерой В, из которой фильтрат во внешнюю камеру В попадает через отверстия в среднем диске 6 ротора. Наружные диски 8 ротора, отделяющие камеры А и Б от камеры В, уплотнены резиновыми манжетами 9.

На концах дренажных сопел 2 установлены сухари 3, выполненные из фторопласта 4 и прижимаемые к наружным дискам 8 пружинами 1.

При рабочем положении фильтра дренажные сопла устанавливаются напротив несверленного участка на наружных дисках и расход жидкости на промывку отсутствует. Все секции работают на очистку жидкости. При появлении перепада на фильтре более 0,147 МПа (1,5 кгс/см²) ротор фильтра начинает проворачиваться со скоростью 1 оборот за 100 с. При этом секции поочередно подходят к дренажным соплам и отмываются обратным потоком жидкости с полным перепадом давления.

Вращение ротора фильтра происходит при помощи (механизма электрического однооборотного) МЭО-25/100 до тех пор, пока перепад не уменьшится до 0,11 МПа (1,2 кгс/см²) и пока ротор не провернется до положения совпадения дренажных сопел с несверленным участком наружных дисков, что обеспечивается конечными выключателями 11 и кулачком 10, установленным на приводе фильтра.

Опыт эксплуатации показал, что фильтр отмывается за 3-4 оборота ротора и при нормальной чистоте конденсата необходимость очистки фильтра возникает 1-2 раза в смену. Поочередная отмылка секций обеспечивает относительно малый расход на отмылку, а

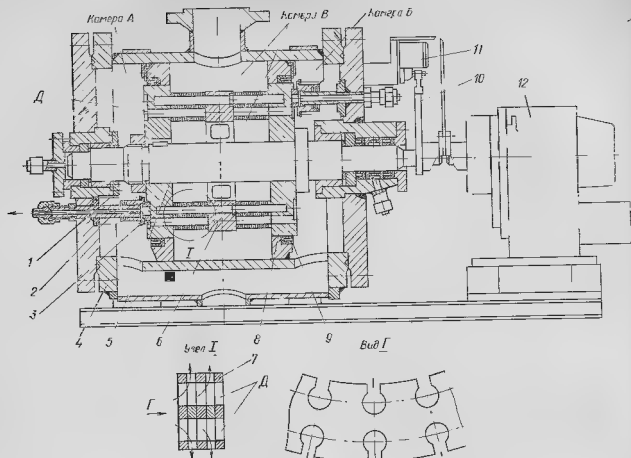


Рис. 10.10 Фильтр самоочищающийся

1 — корпус; 2 — винт; 3 — гайка; 4 — крышка; 5 — диск; 6 — диск; 7 — пластина; 8 — диск; 9 — manifold; 10 — клапан; 11 — клапан; 12 — manifold.

высокая прочность пластин, допускающих полный перепад давления на промывку, определяет высокую степень отмывки фильтра и его высокую надежность. Применение в фильтре фильтрующих пластин 7 толщиной 0,1 мм определяет необходимую степень очистки конденсата, а отсутствие оперативной арматуры облегчает полную автоматизацию системы очистки конденсата. На турбине устанавливаются три фильтра: два фильтра находятся в работе, третий — в резерве.

Система автоматки выполнена так, что фильтры, находящиеся в работе, проворачиваются поочередно на один оборот, оставаясь

в «среднем» положении и прекращая расход воды на промывку. При вращении фильтров более 10 мин и сохранении перепада давления на фильтрах подается звуковой и световой сигнал «Фильтры системы регулирования не отмываются».

Во возможные неполадки в работе фильтров связаны с выработкой сухарей и увеличением расхода воды на промывку в процессе эксплуатации, что контролируется по давлению в промежуточном дренажном коллекторе за фильтров при «среднем» положении ротора фильтра.

В начальный период освоения фильтров имели место случаи прекращения вращения фильтров из-за недостаточной мощности привода при повышенном усилении на магнитах, удерживающих ротор фильтров, и резком повышении перепада давления между камерами.

Глава одиннадцатая

ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ ТУРБИНЫ С ПРОТИВОАВАРИЙНОЙ АВТОМАТИКОЙ ЭНЕРГОСИСТЕМЫ

11.1. РАБОТА ТУРБИНЫ В ЭНЕРГОСИСТЕМЕ

Поддержание холостого хода турбины до включения генератора в сеть и синхронизация

частоты вращения ротора с частотой сети осуществляется САР. В гл. 9 было рассмотрено, как при изменении внешних условий (давления пара, вакуума и т. п.) частота вращения

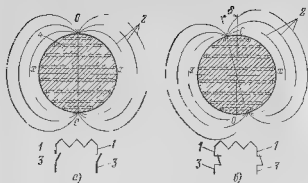


Рис. 11.1. Магнитное поле генератора.

а — на холостом ходу; б — под нагрузкой; 1 — обмотка статора; 2 — силовые линии магнитного поля; 3 — электрическая сеть; 4 — обмотка ротора

поддерживается перемещением клапанов, производимым регулятором скорости. При работе генератора в сети большой мощности изменение тех же параметров и даже само перемещение клапанов не оказывает заметного влияния на частоту вращения ротора. Последняя при этом поддерживается равной частоте сети, к которой подключен генератор.

Механизм такого «поддержания» связан с некоторыми особенностями работы генератора в энергосистеме. Как известно, выработка электроэнергии генератором производится в результате пересечения витков его статорных обмоток силовыми линиями вращающегося магнитного поля. Магнитное поле, в свою очередь, образуется при протекании тока возбуждения в обмотках ротора и рабочего тока в обмотках статора. Одновременно поле действует на ротор генератора, создавая момент торможения, направленный в сторону, противоположную вращению. В силу этого изменение электрической мощности генератора происходит одновременно с изменением момента торможения; чем больше мощность, отдаваемая генератором в сеть, тем больше момент торможения, приложенный к ротору турбины, и наоборот.

При работе турбины на холостом ходу магнитное поле с силовыми линиями 2 (рис. 11.1, а) образуется только током возбуждения, протекающим через обмотки ротора 4, расположенные в параллельных плоскостях. Максимальная электродвижущая сила (э. д. с.) в статорных обмотках 1 возникает в момент прохождения около них плоскости $x-x$ ротора, минимальная — плоскости $0-0$. Изменение э. д. с. во времени имеет вид синусоиды с частотой колебаний f_r , соответствующей частоте вращения ротора генератора.

В сети, с которой должна быть соединена обмотка статора, изменение напряжения во времени также имеет вид синусоиды с частотой

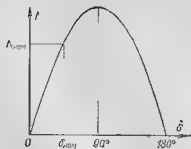


Рис. 11.2. Нагрузочная характеристика генератора.

той колебаний f_c , равной частоте сети. Задача синхронизации турбины заключается в том, чтобы синусоиды э. д. с. генератора и напряжения сети совпали по частоте и фазе, т. е. выровнять f_r и f_c и совместить во времени точки минимума и максимума.

После включения генератора в сеть 3 появляется ток в обмотках статора, так что становится возможным рассматривать вращающееся поле ротора (образованное током возбуждения через обмотки ротора), статора (образованное током через обмотки статора) и результирующее взаимодействие полей ротора и статора с силовыми линиями 2 (рис. 11.1, б).

По мере увеличения активной нагрузки это результирующее поле сдвигается в сторону, противоположную вращению ротора. Чем больше активная нагрузка генератора, тем больше под влиянием тока статора результирующее магнитное поле отклоняется относительно поля ротора, т. е. тем больше угол δ (рис. 11.1, б).

Так как результирующее магнитное поле однозначно определяет напряжение на выводах генератора, угол δ является фазовым углом сдвига поля ротора генератора относительно результирующего поля, жестко связанного с напряжением в энергосистеме.

В общем случае связь между нагрузкой генератора и указанным фазовым углом имеет вид, показанный на рис. 11.2. В рабочих режимах угол δ обычно изменяется от δ_0 , равного нулю на холостом ходу до $\delta_{\text{тех}}$ (около 30°) при номинальной нагрузке.

Построим упрощенную механическую модель связи ротора генератора с энергосистемой (рис. 11.3). Указанная модель предназначена только для иллюстрации электромагнитных явлений и не может служить аналогом для их математического описания.

Ротор генератора 1, вращающийся моментом M_r , приводит в движение через пружину 2 условный ротор 4. Ротор нагружен лепестковым тормозом 5. Соединение пружины 2 с роторами 1 и 4 выполнено через шарниры 3 вокруг которых пружина может проворачиваться.

Крутящий момент, передаваемый через пружину 2, определяется доведенным усилием натяжения пружины на расстояние до ее оси от центра вращения роторов

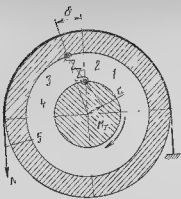


Рис. 11.3. Механическая модель взаимодействия ротора генератора и энергосистемы.

1 — ротор генератора; 2 — пружина; 3 — шарнир, 4 — условный ротор, 5 — рычажный тормоз.

Это произведение равно 0 при значениях δ , равных 0 и 180° , положительно при δ больше 0 и меньше 180° , достигает максимума вблизи значения 90° , отрицательно при δ больше 180° и меньше 360° .

Условный ротор 4 в этой модели характеризует электрическую сеть, в которую выключен генератор. Усилие тормоза 5 представляет собой мощность потребителей, питаемых рассматриваемым генератором, частота вращения ротора 4 соответствует частоте сети. При обобщении модели для энергосистемы в целом ротор 4 будет выявлять общий для отдельных роторов генераторов 1 и тормозов 5.

На холостом ходу M_T , N и δ равны нулю, по мере нагружения турбины (увеличения M_T и N) увеличивается угол δ при сохранении равных частот вращения роторов 1 и 4.

Обычно мощность сети значительно превосходит мощность одной турбины, так что частота вращения ротора 4 (частота сети) практически не зависит от степени открытия клапанов, а поддерживается ротором 4 (сетью) через пружину 2 (электромагнитное поле генератора).

В случае увеличения δ сверх 90° и дальнейшего проворота ротора 1 относительно ротора 4 момент, передаваемый пружиной 2, и тормозящий ротор 1 начинают уменьшаться. После достижения углом δ значения 180° и по 360° этот момент становится отрицательным, т. е. не тормозит, а разгоняет ротор 1.

Рассмотрим на механической модели поведение турбины и генератора при перемещении клапанов и при изменении нагрузки сети.

Во время синхронизации частота вращения ротора 1 устанавливается равной частоте вращения ротора 4 (сети). Выключение в сеть производится при совпадении фаз вращения (δ равно 0). В первый момент после дополнительного открытия клапанов ротор 1 начинает опережать ротор 4.

Однако по мере увеличения δ начинает увеличиваться мощность, передаваемая ротором 1 ротору 4, т. е. соответствующий этой мощности тормозящий момент, действующий на ротор 1 со стороны ротора 4. Когда тормозящий момент станет равен паровому, ускорение ротора 1 прекратится и он после нескольких качаний относительно 4 начнет вращаться синхронно последнему.

При закрытии клапанов наблюдается аналогичная картина, но в этом случае ротор 1 отстает от ротора 4 до тех пор, пока отдаваемая сети мощность не придет в соответствие с паровой.

При значительных изменениях нагрузки сети и не израсходовании запаса энергии ротор 4 начинает замедляться или ускорение ротора 4. Например при мгновенном увеличении нагрузки N на турбину 3 (подключение потребителей) ротор 4 начинает отставать от ротора 1. Угол δ увеличивается, что приводит к росту момента от усилия пружины 2, т. е. тормозящего момента и электрической нагрузки генератора. Так как тормозящий момент превышает паровой M_T , начинается замедление ротора 1 с открытием регулятором скорости клапанов в соответствии со статической характеристикой.

Рассмотренная связь между ротором и сетью и пределах изменения δ между 0 и 90° характерна тем, что при возникновении проскальзывания роторов 1 и 4 относительно друг друга появляется усилие, препятствующее такому проскальзыванию. Иными словами, в указанных пределах изменения δ существует отрицательная обратная связь между изменениями частот вращения роторов 1 и 4 (генератора и сети).

При δ больше 90° проворот 1 относительно ротора 4 приводит к уменьшению расстояния a от оси до центра вращения и уменьшению тормозящего момента, действующего на ротор 1. В результате реализуется положительная обратная связь между изменениями частот вращения роторов.

Таким образом, ротор генератора «держится» сетью в пределах изменения δ от 0 до 90° . Если же, например, при снижении нагрузки сети угол δ превзойдет 90° , ротор турбины начнет вращаться с увеличивающимся ускорением до достижения значения δ , равного 360° (0). Иными словами, произойдет синхронный проворот ротора.

При дальнейшем скольжении на ротор 1 вновь начинает действовать тормозящее усилие пружины 2. В зависимости от моментов инерции роторов турбины, генератора и ряда других условий оно может либо замедлить вращение ротора 1 до скорости ротора 4 (ротор 1 «стягивается» сетью), либо полностью утратить упругость и увеличится до 90° , тогда вновь произойдет синхронный проворот.

Предотвращение синхронных проворотов в большинстве случаев достигается форсированием возбуждения генератора до достижения δ значения 180° , что идентично увеличению жесткости пружины 2 в нашей схеме.

Механическая модель, изображенная на рис. 11.3, может быть использована также для иллюстрации совместной работы двух энергосистем: передающей (ротор 1) и принимающей (ротор 4). В этом случае частоты вращения роторов 1 и 4 тождественны частотам в передающей и принимающей системах, а пружина 2 выполняет роль линии электропередачи.

Правомочность применения рассмотренной механической модели основана на том, что характеристика линии электропередачи подобна характеристике генератора, изображенной на рис. 11.2.

Разница состоит лишь в том, что для повышения пропускной способности линий нормальная их эксплуатация производится с увеличением до $50-60^\circ$ углом δ . В связи с этим возникает опасность, что при сравнительно небольшом проскальзывании роторов 1 и 4 относительно друг друга может быть превзойден критический угол 90° и станет невозможной совместная работа энергосистем.

Исследования, проведенные рядом организаций, показали, что одним из радикальных и

реальных способов предотвращения подобных ситуаций и повышения устойчивости энергосистем является быстрое уменьшение δ за счет уменьшения в аварийной ситуации парового момента в передающей системе. Однако при длительном уменьшении парового момента скорость ротора I может уменьшиться до такой степени, что угол δ станет меньше нуля, это также может привести к потере устойчивости энергосистемы. В этом смысле говорят о потере устойчивости при положительных δ (когда δ больше 90°) и при отрицательных δ (когда δ меньше нуля).

11.2. ТРЕБОВАНИЯ К САР МОЩНЫХ ТУРБИН

Требования к САР турбин, предназначенных для работы в мощных изолированных энергосистемах (где углы δ между генераторами и потребителями энергии малы) и в объединенной энергосистеме (где углы δ между отдельными системами достигают значений, близких к 90°), различны. В первом случае предполагается, что устойчивая работа энергосистемы обеспечивается без быстрогодействующего изменения мощности с помощью САР, а задачи САР сводятся к следующему:

удержание турбины на холостом ходу при полном сбросе нагрузки без срабатывания автомата безопасности;

средняя неравномерность $4-5\%$ при местной $0,4-2,0$ средней, зона чувствительности $0,06-0,2\%$ номинальной частоты вращения.

максимальная скорость изменения мощности $2-3\%$ в секунду.

Выполнение перечисленных требований гарантирует устойчивую работу турбины на холостом ходу, под нагрузкой при медленных изменениях частоты и автоматический переход на холостой ход в случаях отключения генератора от сети.

Динамические характеристики отдельных элементов и САР в целом определяются при этом только условиями удержания турбины на холостом ходу при полном сбросе нагрузки и должны обеспечивать приблизительно к турбинам К 300-240:

время закрытия клапанов промпрегрета не более $0,2-0,3$ с;

время закрытия клапанов высокого давления не более $0,4-0,5$ с;

запаздывание начала движения клапанов не более $0,1-0,15$ с;

время задержки открытия клапанов после сброса нагрузки не более $10-15$ с;

время открытия клапанов не более $10-15$ с.

Но в случае привлечения турбины к решению задач противоаварийного регулирования

в энергосистемах приведенные характеристики оказываются недостаточными. Например, как указывалось в § 11.1, предотвращение потери устойчивости при избытке мощности в передающей системе может быть достигнуто резким уменьшением парового момента с последующим его быстрым восстановлением, т. е. импульсной разгрузкой турбины.

Проведенные расчетные исследования позволяют сформулировать ряд дополнительных требований к САР турбин, привлекаемых к противоаварийному регулированию энергосистем:

скорость уменьшения парового момента не менее $200-300\%/с$;

запаздывание изменения парового момента не более $0,2-0,3$ с,

точности разгрузки при максимальном быстродействии $10-20\%$;

скорость увеличения парового момента $100-150\%/с$.

Проектная система регулирования турбин К-300-240 и К 300-240-2, описанная в гл. 9, не удовлетворяет приведенным требованиям. Поэтому начиная с 1977 г. турбины выпускаются с модернизированной системой регулирования, в которой ликвидированы форсирующие связи, увеличена скорость и уменьшено запаздывание движения клапанов на открытие, уменьшены усилия, действующие на клапаны промпрегрета. Аналогичная реконструкция выполняется на турбинах более ранних выпусков непосредственно на электростанциях.

Однако полное удовлетворение требованиям по скоростям разгрузки оказалось невозможным из-за больших объемов пара, находящегося за клапанами турбины.

11.3. ИМПУЛЬСНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ САР

Импульсная разгрузка турбины К 300-240 осуществляется подачей через ЭП сигнала прямоугольной формы или с экспоненциальным спадом (рис. 11.4). Параметры сигнала: амплитуда J , длительность T и постоянная времени τ формируются аппаратурой противоаварийной автоматики энергосистемы. Задача САР — строгое соответствие уровня разгрузки параметрам сигнала на ЭП при со-

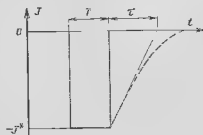


Рис. 11.4 Входной сигнал при импульсных разгрузках.

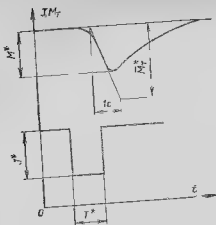


Рис. 115 Переходный процесс при импульсной нагрузке.

хранении близких к максимальным скоростей уменьшения и увеличения парового момента.

Зависимости уровня и скорости уменьшения парового момента M_{τ} от J^* и T^* при $\tau = 0$ носят название импульсных характеристик САР.

На рис. 115 показано получение одной из точек импульсных характеристик по осциллограмме переходного процесса. J^* и T^* — параметры входного сигнала ЭПГ, M^*_{τ} — величина изменения парового момента при отработке сигнала, M^*_{τ} — максимальная скорость уменьшения парового момента. Имея ряд переходных процессов с различными J^* и T^* , можно построить импульсные характеристики.

Для турбины К-300-240 проектного исполнения эти характеристики имеют вид, представленный на рис. 116. Величина J^* указана в кв (неравномерности); I кв — изменение тока на входе ЭПГ, приводящее в статике к изменению парового момента на 100%.

Подобные характеристики получены при испытаниях одной из турбин К-300-240 с проектной схемой регулирования. Основные недостатки проектной схемы — недостаточные скорости M^*_{τ} при малых J^* и чрезмерный наклон

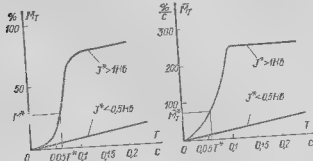


Рис. 116 Импульсные характеристики турбины проектного исполнения

характеристики M^*_{τ} — T^* при больших J^* . Первое обстоятельство прямо противоречит требованиям противоаварийного регулирования второе — не обеспечивается точности и стабильности настройки, случайные изменения (завоздушенность гидросистем), застойная нечувствительность, точность управляющих реле) приводят к резким отличиям M^*_{τ} для одних и тех же J^* и T^* .

Форма полученных характеристик объясняется прежде всего наличием многочисленных форсирующих связей (см. § 9.2), малой неравномерностью в квазистатике (см. § 9.3), существенным запаздыванием изменения действующего на ротор ЦВД парового момента, вызванным большим паровым объемом турбины между клапанами высокого давления и турбиной. Фактически изменение мощности в течение 0,5–0,6 с после подачи сигнала происходит только за счет движения клапанов аромперегрева в диапазоне менее 50% открытия.

При малых по величине и длительности сигналах отсечные золотники клапанов высокого давления и промперегрева не входят в зону редельных перемещений и уменьшения парового момента не наблюдается. При некотором дальнейшем увеличении сигнала золотники и сервомоторы перемещаются до упора, приводя к полному разгрузке турбины.

В качестве первого шага приближения к удовлетворению требованиям энергосистем в САР ликвидированы форсирующие гидравлические связи между отсечными золотниками сервомоторов главных и промперегрева, а также между отсечными золотниками регулирующего сервомотора промперегрева и выключателями отсечных. Быстродействие клапанов промперегрева сохранено прежним за счет установки дополнительных пружин (см. § 10.7). Однако произведенная модернизация не привнесла существенного изменения вида импульсных характеристик, изображенных на рис. 116.

В качестве второго шага ликвидированы обнаруженные в системе нерасчетные форсирующие связи, уменьшено запаздывание в начале движения отсечных золотников на открытие.

Наличие нерасчетных форсирующих связей связано с использованием двусторонних главных сервомоторов и отсутствием гидравкуляторов в схеме Кек. Указывая ось, при среднем статическом расходе конденсата 150 т/ч максимальный динамический расход достигает 350–400 т/ч.

Независимо от источника водоснабжения в момент начала движения главных сервомоторов происходит глубокое падение давления, причем падение в различных точках гидросистемы зависит от близости к отсечным золот

никам главных сервомоторов, наличия туш ков или разветвлений в трубопроводах, объ емов линий и т. д. В момент остановки серво моторов происходит интенсивный рост давле ний до значений, превышающих номинальные.

Несимметричность изменений давлений, особенно в момент начала движения сервомо торов, приводит к появлению дополнительных усилий на отсечные золотники и золотники ЭГП, т. е. к некомпенсационности схемы гид равлических связей в динамике. Исследова ния показали, что при проектировании трубопроводов и механизмов эти усилия при водят к дополнительной задержке отсечных золотников в нижнем положении. Так как глубина падения давления зависит от скоро сти движения главных сервомоторов, можно сказать, что в САР реализуется нерасчетная положительная обратная связь по скорости сервомоторов.

Одна из причин появления усилий на отсечных золотниках — падение протекса из си ловой линии в линию I го усиления по ниж ним бочкам золотников. В статических режи мах это приводит только к распределению питания линии I го усиления через настрочен ные дроссели из линии пониженного давления и протечку по золотникам из силовых линий непосредственно у главных сервомоторов. Во время импульсной разгрузки относительное уменьшение силового давления в этих точках значительно превышает остальные, при боль ших скоростях уменьшения (0,02–0,04 с) про исходит кратковременное дополнительное пе ремещение их на закрытие.

Для ликвидации подобных явлений на мо дернизированных турбинах камеры над ниж ними бочками отсечных золотников связыва ются с тем же коллектором, из которого про исходит питание линий I го усиления и обрат ных связей.

Для уменьшения динамической некомпен сационности изменения также схема питания проточных линий и трассировка трубопро дов. Все проточные линии питаются из отдель ного коллектора с полным давлением. Коллек тор врезан в гидросистему непосредственно за фильтрами с минимальным изменением давле ния в динамике.

Уменьшение запаздывания и времени пере мещения отсечных золотников на открытие в модернизированной схеме по сравнению с про ектной схемой достигнуто двумя мероприя тиями:

- уменьшением хода золотников до нижнего упора,
- увеличением статического расхода через следующую линию I го усиления.

Детальные исследования схемы показали, что для золотников диаметром 80 мм эффек

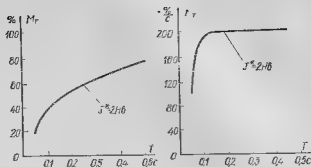


Рис. 11.7 Импульсные характеристики модернизированной турбины

тивное увеличение скорости сервомоторов про исходит только в пределах открытия (подво да) воды из-под поршней сервомоторов до 10 мм по ходу золотника. По первоначальному проекту это открытие составляло 20 мм. В САР, предназначенной для удержания хо лостого хода при сборке нарузки, дополни тельный ход золотников не оказывает вредно го влияния, в случае же стремления к полу чению приемлемых импульсных характеристик такое явление нежелательно.

Расчетный расход воды через следующую линию I го усиления составляет в среднем 18 т/ч. Благодаря наличию промзолотника время движения отсечных золотников на за крытие практически не зависит от этого рас хода. Но запаздывание и время движения на открытие целиком определяются им.

Наиболее целесообразной оказалась бы ус тановка промзолотника двойного действия: с дополнительным сливом при закрытии клапа нов и дополнительным подводом воды при открытии. Тот же результат может быть по лучен и при увеличении статического расхода через следующую линию I го усиления до 60

0 т/ч

Выпускаемый в настоящее время промзо лотник позволяет провести такое увеличение

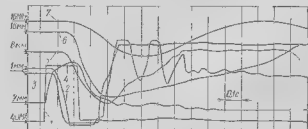


Рис. 11.8 Переходный процесс при импульсной раз грузке

1 — входной сигнал 2 3 — перемещение отсечных золотников сервомотора промзасоры и главного 4 — перемещение по ложительного золотника ЭГП 5 6 — перемещение сервомото ров промзасоры и главного 7 — увеличение паевой мощно сти турбины.

расхода при настройке путем увеличения подпитки сходящей линии 1-го усиления.

Импульсные характеристики САР, выполненной с учетом перечисленных мероприятий, представлены на рис. 11.7.

На рис. 11.8 изображен переходный процесс, соответствующий одной из точек характеристики. Существенное его отличие по сравнению с процессами в первоначальной проектной схеме четкая реакция отсечных золотников на сигналах ЭГП. Полученные импульсные характеристики близки к требованиям, указанным в § 11.2. Их дальнейшее улучшение невозможно без значительной реконструкции всей турбины и прежде всего уменьшения паровых объемов между клапанами и цилиндрами.

11.4. ПОВЕДЕНИЕ ТУРБИНЫ ПРИ ИМПУЛЬСНЫХ НАГРУЗКАХ

Режим импульсных разгрузок коренным образом отличается от режимов, на которые обычно рассчитывается турбина: разгрузке или нагружение синхронизатором со скоростью не более 3% за 1 с и полный сброс нагрузки с выходом на холостой ход через 10 - 20 с после сброса. При импульсной разгрузке через 1,5 - 2,0 с на турбине восстанавливаются исходные нагрузки и параметры пара. В процессе разгрузки не происходит изменения температуры металла и явлений, связанных с неравномерным прогревом отдельных элементов турбины. Но в отличие от других режимов при импульсных разгрузках происходит неперспективное изменение давлений в различных камерах, что требует специального изучения характера возникающих осевых усилий и мероприятий по предотвращению их опасного влияния.

Проточная часть турбины К-300-240 выполнена таким образом, что при полной нагрузке суммарное усилие на упорный подшипник не значительно. Схема образования упорного усилия показана на рис. 11.9, где A , B , D , G , H , L , M — усилия, действующие на неравновесные торцы ротора; C , G , K — усилия, действующие на лопаточный аппарат ЦВД, ЦСД и ЦВД-1.

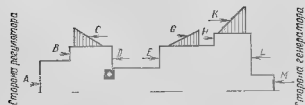


Рис. 11.9. Схема образования осевого усилия на роторе турбины

Расчетные величины всех составляющих на номинальном режиме приведены ниже. Суммарное усилие на подшипник

$$F = A + B - C - D + E + G + H + K - L \quad \text{М.} \quad (11.1)$$

Значения составляющих осевого усилия, кН(тс), приведены ниже:

Составляющие усилия	A	B	C	D	E
Значение	2 (2,4)	184 (18,7)	379 (38,7)	376 (38,4)	18 (1,84)
Продолжение					
Составляющие усилия	G	K	H	L	M
Значение	346 (35,3)	129 (13,1)	37 (3,8)	1,4 (0,14)	16 (1,66)

Для наглядного представления об изменении суммарного упорного усилия F в переходных режимах введен ряд допущений. Будем считать, что усилия на лопаточный аппарат линейно зависят от перепада давлений на соответствующую группу ступеней; одновременно за условный перепад давлений на лопатках ЦВД (включая регулируемую ступень) примем разность давлений за регулирующей ступенью ЦВД (p_1) и на выходе из ЦВД (p_2). При таких допущениях для переменных параметров:

$$C = 379 \frac{p_1}{p_{10}} \frac{p_2}{p_{20}} \text{ кН};$$

$$G = 346 \frac{p_2}{p_{20}} \frac{p_3}{p_{30}} \text{ кН};$$

$$K = 129 \frac{p_3}{p_{30}} \frac{p_4}{p_{40}} \text{ кН};$$

здесь p_1 , p_2 , p_3 , p_4 и p_5 соответственно текущие давления за регулирующей ступенью ЦВД, на выходе ЦВД, за клапанами промежуточного, за ЦСД (в ресивере) и в конденсаторе; p_{10} , p_{20} , p_{30} , p_{40} и p_{50} номинальные значения этих давлений.

Составляющие усилия, приложенные непосредственно к ротору, в переменном режиме изменяются следующим образом:

$$A = 20 \text{ кН const};$$

$$B = 184 \frac{p_5}{p_{50}} \text{ кН};$$

$$D = 376 \frac{p_4}{p_{40}} \text{ кН};$$

$$E = 18 \text{ кН const};$$

$$H = 37 \frac{p_5}{p_{50}} \text{ кН};$$

$$L = 1,4 \frac{p_5}{p_{50}} \text{ кН};$$

$$M = 16 \text{ кН const}.$$

Подставив в (11.1) полученные значения составляющих с учетом номинальных параметров: $p_{10} = 15,6$ МПа (158 кгс/см²), $p_{20} = -4$ МПа (40,8 кгс/см²); $p_{30} = 3,5$ МПа (35,7 кгс/см²); $p_{40} = 0,209$ МПа (2,13 кгс/см²); $p_{50} = 0,003$ МПа (0,03 кгс/см²), получим суммарное усилие на упорный подшипник:

$$F = 22\ 56,8p_1 + 78,7p_2 + 105p_3 + 678p_4 + 1083p_5 \quad (11.2)$$

До пуска турбины все давления (p_1 — p_5) равны атмосферному и F равно 0. После набора вакуума p_5 уменьшится до 0,003 МПа и появится усилие в сторону генератора, равное 25 кН (2,6 тс). По мере выхода на номинальные параметры усилие F уменьшается, меняет знак, становится направленным в сторону регулятора и достигает величины 39 кН (4,0 тс). При статических разгрузках p_3 сохраняется неизменным, а относительное изменение p_1 — p_4 одинаково, т. е.

$$p_2 = \frac{p_{20}}{p_{10}} p_1 = 0,256p_1;$$

$$p_3 = \frac{p_{30}}{p_{10}} p_1 = 0,224p_1;$$

$$p_4 = \frac{p_{40}}{p_{10}} p_1 = 0,0134p_1,$$

так что осевое усилие определяется зависимостью

$$F = 19\ 3,9p_1,$$

и при изменении нагрузки от нуля $p_1 = 0,1$ МПа (1 кгс/см²) до номинальной ($p_1 = 15,6$ МПа) не превосходит абсолютного значения 42 кН.

При нарушении пропорциональности в изменении давлений p_1 — p_4 осевые усилия возрастают. Например, после сброса нагрузки с сохранением давления в промперегревателе устанавливаются p_1 и p_2 , равные 4 МПа; p_3 p_5 , равные 0,003 МПа, и усилие F в сторону генератора 107 кН (10,9 тс).

В рассматриваемых режимах импульсных разгрузок давление p_2 сохраняется неизменным (4 МПа), а p_4 изменяется практически пропорционально p_3 .

Для таких режимов допустимо упрощение (11.2) следующим образом:

$$F = 334 - 56,8p_1 + 145p_3. \quad (11.3)$$

Относительное изменение давлений p_1 и p_3 определяется объемами соответствующих камер, различием в движении клапанов высокого давления и промперегрева.

На рис. 11.10 представлен переходный процесс во время глубокой импульсной разгрузки. На первой фазе режима (разгруженный) скорость уменьшения давления за клапанами

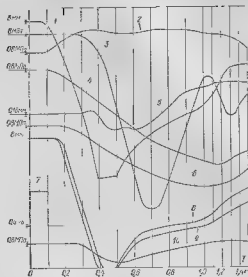


Рис. 11.10 Переходный процесс при глубокой импульсной разгрузке.

1, 8, 9 — перемещение главного сервомотора и якоря сервомотора промперегрева, 2, 4, 6, 10 — изменения давления пара: остро, за клапаном № 3, в регуляторной ступени, за клапанами промперегрева, 3 — изменение электрической нагрузки, 5 — осевое перемещение ротора, 7 — ладный сигнал

промперегрева (p_3) больше, чем в регулирующей ступени (p_1). Через 0,55 с после команды на разгрузку устанавливаются давления p_2 , равное 0,8 МПа (8,2 кгс/см²), и p_1 , равное 11,9 МПа (121,4 кгс/см²). Согласно (11.3) это соответствует осевому усилию 226 кН (23 тс), направленному в сторону регулятора.

На второй фазе режима (восстановление нагрузки) давление p_3 возвращается к исходному значению значительно быстрее, чем p_1 .

В результате осевое усилие уменьшается до нуля, меняет знак и через 0,95 с после подачи команды составит уже 185 кН (19 тс) в сторону генератора (при p_5 , равном 3 МПа, и p_1 , равном 11,9 МПа).

Из (11.3) следует, что максимально возможные усилия в подобных режимах:

в сторону регулятора

$$F = 550 \text{ кН (56 тс) при } p_1 = 15,6 \text{ МПа;}$$

$$p_3 = 0,003 \text{ МПа;}$$

в сторону генератора

$$F = 686 \text{ кН (70 тс) при } p_1 = p_3 = 4 \text{ МПа.}$$

Следует отметить, что продолжительность действия подобных усилий составляет десятки доли секунды, а через 2—3 с после импульсной разгрузки восстанавливаются исходные осевые усилия.

Большая величина осевых усилий на турбине при импульсных разгрузках обуславливается тремя факторами:

выбранной схемой осевых усилий, обеспечивающей взаимную разгрузку роторов высокого и среднего давления;

становкой клапанов высокого давления на большем расстоянии от турбины, чем клапанов промпрегрева, вследствие чего имеется больший объем газа между клапанами высокого давления и турбиной и в большем запаздывание изменения давления;

меньшей скоростью клапанов высокого давления по сравнению с клапанами промпрегрева как на закрытие, так и на открытие.

Для возможности работы в режимах импульсных разгрузок на модернизированных турбинах устанавливается упорный подшипник с несущей способностью 700 кН (71 тс). До установки новых подшипников на ранее выпущенных турбинах не может быть разрешено открытие клапанов промпрегрева со скоростью более 15-20% за секунду. Такое ограничение осуществляется в системе регулирования ускорителями, действующими на сервомоторы толкателей клапанов промпрегрева, в силу чего скорость открытия регулирующих клапанов промпрегрева лимитирована временем открытия толкателей.

11.5. СКАЧКОБРАЗНОЕ ИЗМЕНЕНИЕ МОЩНОСТИ

В современных энергосистемах возможны режимы не только импульсных разгрузок, но и перехода на другую заданную нагрузку с максимально возможной скоростью, например при работе системы аварийного ограничения мощности. Если скорости разгрузки блока, как правило, определяют характеристиками котла, то скорость разгрузки зависит от особенностей турбины и ее САР. Для турбины К-300/240 возможные глубина и скорость ограничения мощности определяются в основном сочетанием четырех факторов:

наличием промпрегревателя и быстрой разгрузки в соответствии не со статической, а квазистатической характеристикой (см. § 9.3);

наличием нелинейностей в САР и необходимостью форсированных сигналов (2-3 нв) для получения скоростей сервомоторов, близких к максимальным;

появлением больших осевых усилий на упорный подшипник при непропорциональном изменении давлений в паровых камерах;

возникновением термических напряжений в деталях роторов и корпусов.

Квазистатическая характеристика (см. рис. 9.3) явно нелинейна. Местные неравномерности в зонах нагрузок более 250 МВт и менее 200 МВт отличаются более чем в 10 раз, при этом в диапазоне 50-200 МВт местная неравномерность не превышает 1,5-2%.

В процессе поддержания ограниченной мощности происходит изменение давления в промпрегревателе и переход через 20-40 с на статическую характеристику. Поэтому раз-

грузка турбины на заданную величину (особенно до нагрузок менее 200 МВт) возможна только при дополнительной установке в САР регулятора мощности. Точность работы и запас устойчивости САР с регулятором мощности ограничиваются необходимостью работы как то явно нелинейной квазистатической характеристикой, так и по линейной статической без перестройки.

В САР турбины К-300/240 существуют два типа нелинейностей. Первый тип — форсирующие связи, которые приводят к полному закрытию клапанов при мгновенных сигналах более 0,3 нв и практически исключают возможность частичных разгрузок более 20-30 МВт быстрее чем за 8-10 с.

В новых турбинах эти связи устранены.

Второй тип нелинейностей — передергивания отсечных золотников сервомоторов. Передергивания введены для уменьшения качаний сервомоторов при случайных высокочастотных колебаниях давлений в линиях 1-го усиления и обратных связей. Последние вызывают пульсации давления на выходе из насосов (импульсного и основных), попадаясь в водоподогреватель и др.

При сигналах менее 0,3 нв отсечные золотники главных сервомоторов переключаются менее чем на величину передергивания и движение сервомоторов происходит с постоянной скоростью 4-5 с. Это соответствует скорости разгрузки 2-3% за секунду, а с учетом роста давления пара перед клапанами 1-2% за секунду.

При сигналах 0,4-0,6 нв главные сервомоторы приходят в заданное положение с максимальной скоростью и безотрывным переуправлением, а клапаны промпрегрева не доходят до положения, при котором на них начинается дросселирование пара.

Нагрузка на турбине уменьшается на 10-15% за 0,5-1,0 с, а затем снижается до 50% со временем уменьшения давления в камере промпрегревателя, т. е. со скоростью 4-5% за 1 с.

При сигналах еще большей величины начинается эффективное закрытие клапанов промпрегрева с большим асерегулированием в сторону разгрузки. В отличие от режимов импульсной разгрузки в этом случае возвращение отсечных золотников в среднее положение и открытие клапанов происходит под действием обратных связей, а не ЭПД (при смене сигнала). Расчеты показывают, что уменьшение нагрузки в таких режимах до 10-20% с восстановлением заданной по квазистатической характеристике происходит только через 3-5 с.

Реакция турбины на мгновенную команду уменьшения нагрузки в значительной степени

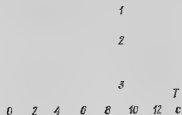


Рис. 11.11 Изменение мощности при мгновенном разгрузке.

1 — при входных сигналах менее 0,3 неравномерности; 2 — то же около 0,5 неравномерности; 3 — то же близких к одной неравномерности

ни определяются амплитудой сигнала. Для трех характерных сигналов эта реакция может быть представлена зависимостями, показанными на рис. 11.11. Более быстрая разгрузка на заданную величину может быть получена сочетанием импульсной разгрузки с последующим ограничением восстанавливаемой мощности.

Разгрузка турбины без использования ЭГП может производиться медленно действующим механизмом управления (синхронизатор, регулятор давления). Время движения сервомоторов в этом режиме составляет 30–40 с, а нагрузка с небольшим запаздыванием «следит» за сервомоторами. Скорость снижения

нагрузки зависит от зоны работы (величина местной неравномерности) и составляет 2–3% за 1 с.

Картина увеличения усилий на упорный подшипник в режиме аварийного ограничения мощности подобна рассмотренной в предыдущем параграфе. Максимальные усилия, направленные в сторону генератора, возникают при разгрузках на 40–60%. Как видно из осциллограмм переходных процессов (см. рис. 11.10), через 1–1,5 с давление в регулирующей ступени ЦВД приближается к давлению в промперегревателе, осевое усилие на ротор ЦВД в сторону регулятора становится меньше, а на ротор ЦВД в сторону генератора сохраняется прежним.

Суммарное осевое усилие хотя и несколько меньше, чем при глубоких импульсных разгрузках (до 680 кН (69,4 тс), но сохраняется дольше (до 4–5 с вместо 0,5–1,0 с). Это происходит потому, что при импульсных разгрузках уменьшение суммарного усилия происходит за счет открытия клапанов высокого давления и нагружения ротора ЦВД, а при аварийном ограничении — за счет уменьшения давления в промперегревателе и разгрузки ротора ЦВД. Во всяком случае, проведенная модернизация упорного подшипника необходима как для режимов импульсных разгрузок, так и аварийного ограничения мощности.

Глава двенадцатая

НАСТРОЙКА, ИСПЫТАНИЯ И ИССЛЕДОВАНИЯ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ И ЗАЩИТЫ

12.1. НАСТРОЙКА СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Нормальная работа регулирования невозможна без соблюдения проектных зависимостей между перемещениями элементов, изменениями давлений в линиях и т. д. В то же время в системах с развитыми гидравлическими связями и разветвленными трубопроводами на эти зависимости оказывает существенное влияние протечки через механизмы (неодинаковые вследствие отклонений размеров деталей в пределах допусков при изготовлении, износа деталей в процессе эксплуатации), сопротивление трубопроводов (различное из-за особенностей трассировки трубопроводов на конкретных турбинах), уровень заводской настройки системы и т. п. Поэтому окончательная настройка системы регулирования производится после монтажа на электростанции и должна контролироваться по мере износа или после замены деталей во время ремонтов.

Система регулирования снабжена специальными настроечными органами: пайпбами, дрессингами, приспосаблиями для изменения катяга турбин и т. п., позволяющими проверить характеристики регулирования и в короткое время привести их в соответствие с проектными. Настройка и статические испытания обычно производятся в следующем порядке:

- проверка взаимодействия элементов;
- настройка отдельных элементов;
- настройка системы защиты;
- настройка движения сервомоторов регулирующей клапанов,
- статические испытания на холостом ходу и под нагрузкой.

Перед настройкой регулирования после монтажа и капитальных ремонтов выполняется промывка трубопроводов регулирования и проверка водоснабжения.

Промывка трубопроводов производится для удаления из них, а также внутренних полостей бака, насосов,

арматуры всех изогнутых тел, приводящих к отказам регулирования при эксплуатации. Полное удаление обеспечивается последним созданием высоких скоростей конденсата (до 10-15 м/с) во всех трубопроводах, под действием конденсата на промывку через штифные фильтры системы, периодической очистки бака регулирования в процессе промывки.

Для создания высоких скоростей во всех трубопроводах системы регулирования готовится к промывке специальным образом. Устанавливаются временные перемычки, вынимаются золотники и безоткатные подвижные элементы, устанавливаются заглушки и фланцевые отпечки.

Промывка производится поэтапно: трубопроводы, подпитка бака, бак и трубопроводы до насосов, от насосов до фильтров и т. д. На каждом этапе производится перестановка заглушек и фланцевых отпечек перемещение арматуры таким образом, чтобы выделить в режиме промывки определенные участки трубопровода. Все эти операции указаны в заводской инструкции по настройке регулирования.

Как правило, промывка трубопроводов и настройка регулирования выполняются при всасывании по замкнутому контуру. Переход на разогнанный контур производится (от конденсатных насосов со сбросом конденсата из бака регулирования в конденсатор) догустим после длительной промывки конденсата через обтекающую установку и конденсатные насосы по основному контуру и через возможные схемы рециркуляции. Перед переходом производится удаление шаров из клапанов резерва питания и промывка перемычки между насосами регулирования и конденсатными насосами.

Подача конденсата по разомкнутому контуру во всасывания осуществляется при постепенном открытии задвижек на фильтрах с односторонним контролем уровня воды в баке. Нормальный уровень на 0,5-1,0 м ниже уровня поршней из бака, расстояние до отметки 7,5-8,0 м. Замер уровня осуществляется по мановакуумметру, связанному с баксом. При этом бак регулирования может находиться под давлением до 5 м. вод. ст.

Кратковременно, в процессе заполнения гидросифона из бака в конденсатор и введения воздуха, уровень воды в баке может достигнуть пика. Если в течение нескольких минут после открытия задвижек уровень воды в баке не устанавливается ниже уровня поршня, необходимо приостановить дальнейшее открытие задвижек, проверить давление по тракту сброса конденсата из бака (прежде всего, на входе в конденсатор, на входе и выходе из гидросифона) и произвести ревизии участков с возможным сопротивлением.

12.2. СОВМЕСТНАЯ НАСТРОЙКА МЕХАНИЗМОВ СИСТЕМ РЕГУЛИРОВАНИЯ И ЗАЩИТЫ

По окончании промывки производится сборка механизмов регулирования, установка исходных дроссельных шайб и положений настроечных дросселей, задаваемых инструкцией (или известных по формуляру настройки после ремонтов), и проверка взаимодействия механизмов.

Все механизмы, за исключением защитных устройств и синхронизатора, устанавливаются в исходное положение, соответствующее полному открытию клапанов. После подачи воды в систему регулирования взводятся защитные устройства и открываются маховиком синхронизатора регулирующие клапаны. Проверяют, закрываются ли при выбивании защитных устройств все клапаны, открываются ли клапаны при взведении и перемещении синхронизатора на «прибавить».

Порядок движения сервомоторов, неравномерность, перестановочные силы, действующие на золотники, и другие необходимые параметры системы регулирования устанавливаются и проверяются на последующих этапах настройки.

Ряд механизмов подлежит проверке и пастройке без взаимодействия с другими элементами (регулятор скорости, ЭП и др.). Необходимые для этого операции описаны в гл. 10 для каждого механизма в отдельности.

Беззолотниковая система защиты не требует специальной настройки. Однако в связи с возможными различиями в конкретном исполнении трубопроводов, связывающих ее элементы (диаметр, длина, радиусы гибов и т. д.), может возникнуть необходимость в корректировке шайб на линиях. Типовые исходные гайбы устанавливаются в соответствии с табл. 12.1.

Таблица 12.1
Установка шайб в системе защиты

Место установки	Количество шайб, шт.	Диаметр отверстия в шайбе, мм
Подпитка коллектора защиты клапанов высокого давления	1	16
Подпитка коллектора защиты клапанов промпрегрева	1	9
Подвод линии защиты к выключателям клапанов высокого давления	2	8
Подвод линии защиты к выключателям клапанов промпрегрева	2	12
Подвод силовой воды к выключателям клапанов высокого давления и промпрегрева	4	7

При проверке работы защиты контролируются перемещение клапанов и запасы перестановочных сил на закрытие и открытие клапанов. После срабатывания любого из защитных устройств под поршнями сервомоторов стопорных клапанов высокого давления и толкателей промпрегрева должно установиться давление воды не более 0,2 МПа (2,04 кгс/см²) и 0,05 МПа (0,51 кгс/см²) соответственно.

Величинами, характеризующими работу собственно защитных устройств, являются уровни давлений, устанавливаемых в линиях защиты и 1-го усиления после выбивания любого из защитных устройств при отсутствии сливов воды из линий защиты через выключатели сервомоторов. Подобный режим достигается перекрытием подводов силовой воды к

ключателям с помощью расхаживающих устройств. Надежная работа защиты обеспечивается, если при подобной проверке давления в линиях защиты снижаются до уровня менее 0,3—0,4 МПа (3,06—4,08 кгс/см²), а в линии 1-го усиления до уровня менее 0,25 МПа (2,55 кгс/см²).

Запасы престановочных сил на вводе определяются по минимальным давлениям, устанавливаемым в линиях защиты после открытия клапанов. Снижение давления при настройке осуществляется уменьшением подпитки линии пониженного давления или специальными дополнительными сливами из линий защиты. Нормально, если открытие клапанов после взведения защитных устройств происходит при давлениях в линиях защиты, сниженных по сравнению с номинальными на 0,2—0,3 МПа (2—3 кгс/см²).

Настройка движения сервомоторов регулирующих клапанов производится в три этапа:

настройка линий обратных связей главных сервомоторов,

настройка относительных перемещений главных сервомоторов и регулятора скорости;

настройка относительных перемещений сервомоторов промперегрева и главных.

В связи с тем, что при перемещении сервомоторов давление в линии пониженного давления изменяется, настройка линий обратных связей производится по относительному изменению давления. При открытии главных сервомоторов на 30 мм давление в линиях обратных связей должно составлять 0,4 значения пониженного давления, при открытии на 315 мм — 0,75 значения пониженного давления. Такой настройке соответствуют перепады давлений, определяющие престановочные силы, действующие на отсечные золотники, (не менее 0,3 МПа на неравномерность) и постоянные времени перемещения отсечных золотников порядка 0,05 с. При отклонениях от проектной настройки уменьшаются чувствительность и быстрдействие регулирования, возможно появление автоколебаний прежде всего в режиме поддержания холостого хода.

Для настройки каждой из линий обратной связи используются два дросселя: на подпитке линии и на сливе из нее. Влияние изменения подпитки и слива из обратной связи показано в § 9.4. Обычно первоначально синхронизатором устанавливают давление, равное 0,75 значения пониженного давления, дросселем слива устанавливают открытие сервомотора на 315 мм, перемещают синхронизатором в положение 30 мм и фиксируют при этом давления в линиях обратных связей.

При давлениях менее 0,4 значения пониженного давления необходимо «обесценить» конус обратной связи увеличением расхода через линию обратной связи путем одновременного открытия дросселей слива и подпитки, при давлениях более 0,4 значения пониженного давления увеличить «эффективность» конуса путем уменьшения расхода.

При истощении возможностей регулирования слива дросселем допускается производить изменение слива из обратной связи установкой диафрагм различных диаметров на конусах обратной связи сервомоторов и золотников.

Незначительное нарушение пастрыки линии обратной связи в процессе эксплуатации возможно в результате размытия или зазора проходных сечений (особенно зазор в между золотниками и буксами) и в результате смещения отсечных золотников (см. § 10.4) для компенсации износа рабочих кромок отсечных золотников и уплотнений сервомоторов. Нарушение пастрыки проявляется в испорченном движении главных сервомоторов.

Делается по плану основного останова турбины производить подстройку положения сервомоторов прикрытием одного из них с помощью расхаживающего устройства.

Настройка относительных перемещений главных сервомоторов и регулятора скорости (от 315 мм до 30 мм за 5,5 мм хода золотника или буквы регулятора скорости) производится изменением расхода через линию 1-го усиления. Для этого буксу устанавливают в положение открытия профильных окон 7—8 мм и дросселем подпитки линии 1-го усиления открывают сервомоторы на 30 мм (см. § 10.2). Затем синхронизатором открывают сервомоторы на 315 мм и фиксируют ход буквы. Если последний менее 6,5 мм, увеличивают расход через линию 1-го усиления путем открытия дросселя подпитки и дополнительного открытия окон на регуляторе, если более 6,5 мм, уменьшают расход.

Настройка движения сервомоторов промперегрева производится изменением расходов воды через линии их обратных связей. Открывают главные сервомоторы на 10 мм и дросселями на линиях обратной связи устанавливают 45 мм открытия сервомоторов промперегрева. Синхронизатором открывают сервомоторы промперегрева полностью и фиксируют при этом положение главных сервомоторов. Главные сервомоторы и сервомоторы промперегрева должны перемещаться параллельно. Если сервомоторы промперегрева перемещаются меньше главных, конус обратной связи промперегрева «обесценивают» увеличением расхода через линию обратной связи и одновременно открытием дросселей слива и подпитки,

при большом перемещении — увеличивая от «эффективности» конуса путем уменьшения расхода.

После окончания настройки регулирующих сервомоторов обязательно должны быть проведены перемещение и наличие вращения отсечных золотников при движении синхронизатора на «прибавить» до упора и дополнительно повышению давления в линии 1-го усиления открытием дросселя подпитки этой линии.

В нормально настроенной системе мажорное повышение давления синхронизатора после полного открытия главных сервомоторов составляет 0,15–0,2 МПа (1,5–2,0 кгс/см²), вращение золотников сохраняется при дополнительном увеличении давления еще на 0,1–0,2 МПа (1–2 кгс/см²).

Указанные соотношения парят с обязательными расхоживаниями регулирующих сервомоторов на часть хода (ежедневно — промперегрева и еженедельно — главных) гарантируют безотказную работу отсечных золотников вблизи верхних упоров.

12.3. СТАТИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ И ПРОВЕРКИ НА РАБОТАЮЩЕЙ ТУРБИНЕ

После испытаний за остановленной турбины не остается непроверенной работа механизмов связанных с вращением ротора (регулятора скорости, автомата безопасности) и пропуском пара в турбину (парораспределения).

Совместная работа всех элементов САР и парораспределения описывается статической характеристикой, ее построение и необходимые испытания на холостом ходу и под нагрузкой изложены в § 9.3. Одновременно со снятием статической характеристики определяется степень нечувствительности САР.

Проверка автоматов безопасности проводится при работе на холостом ходу на номинальной частоте вращения и при повышении частоты до 56 с⁻¹ (3360 об/мин). Порядок проверки указан в § 10.12.

Постоянный контроль состояния САР в процессе эксплуатации производится по характерным параметрам системы без вмешательства в работу турбины и периодическими специальными проверками.

Уровни давлений в линии 1-го усиления, следящей линии 1-го усиления, линиях защиты, под золотниками регулятора скорости и ЭПГ, под поршнями сервомоторов позволяют судить о появлении нечувствительности, дополнительных утечек и т. п.

Не менее одного раза в сутки производится поочередноекрытие на часть хода сервомоторов (обычно находящихся на упорах) всех стопорных клапанов и регулирующих клапанов промперегрева. Не менее одного ра-

за в неделю осуществляется закрытие на часть хода главных сервомоторов ограничителем мощности, при этом наряду с сервомоторами проверяется нормальная работа золотников регулятора скорости, промежуточного и отсечных.

Не менее 2 раз в месяц производится поочередное поднос закрытие всех клапанов сервомоторов при предварительно снижении нагрузки до 200 МВт.

Все перечисленные режимы «расхоживания» клапанов имеют двойное назначение: проверка регулирования и предотвращение застойной нечувствительности в результате заноса примесью водного теплоносителя азота в органах парораспределения, коррозии деталей и т. п.

Из мировой практики [22] известно, что перподичность расхоживания назначается не только в зависимости от конструкции турбины, но и от состояния воднохимического режима ГРЭС, длительности эксплуатации оборудования и др.

Целесообразно при расхоживании производить дополнительные замеры для определения нечувствительности и быстродействия сервомоторов.

12.4. ЗАДАЧИ И МЕТОДЫ ДИНАМИЧЕСКИХ ИССЛЕДОВАНИЙ

В гл. 9,11 показана необходимость высоко-го быстродействия системы автоматического регулирования и защиты (САРЗ). Конечными результатами, характеризующими быстродействие, являются максимальная частота вращения в случае отключения генератора от сети при полной нагрузке или запаздывание и скорость уменьшения парового момента при аварийной разгрузке. Эти величины определяются работой всех элементов САРЗ (регуляторов, гидравлических линий связи, золотников, сервомоторов, клапанов) и состоянием турбостановки (попаданием пара помимо клапанов, работой обратных клапанов на регенеративных отборах и т. п.).

Перечисленные характеристики определяются непосредственным экспериментом.

Полный перечень параметров, от которых зависит нормальное быстродействие САРЗ, включает десятки наименований. Первая задача при исследовании переходных процессов — обоснованный выбор рассматриваемых параметров. Чрезмерное их количество усложняет проведение испытаний, затрудняет расшифровку полученных данных. При заниженном количестве регистрируемых параметров возможно упущение существенных явлений, определяющих динамику системы. Выбор регистрируемых параметров связан с задачами исследования.

Например, при испытаниях на сброс на грузки достаточно, кроме частоты вращения и мощности, зафиксировать запаздывания и скорости перемещения командных регуляторов и сервомоторов, а также давления в основных паровых камерах: для К-300-240 это два паровпуска высокого давления (за 1,3 м и 2,4-м клапанами), один из паровпусков промежуточного, камера третьего отбора со стороны турбины.

В случае несоответствия времен перемещений сервомоторов проекту испытания должны быть продолжены на остановленной турбине. Если на остановленной турбине регулирование и защита работают нормально, исследуется движение клапанов при сбросе нагрузки с фиксацией давлений пара в разгрузочных камерах, над и под клапаном. При непроектной работе сервомоторов на остановленной турбине должна быть рассмотрена картина переходного процесса, учитывающая движение отсечных и промежуточных золотников и давлений в различных точках вдоль трубопроводов и т. д.

Нормативные динамические испытания регулирование и защиты серийных турбин К 300-240 включают следующие режимы:

1 Осциллографирование переходных процессов на остановленной турбине при работе защиты и ЭГП

2 Сбросы нагрузки без отключения генератора от сети

3 Сбросы нагрузки с отключением генератора от сети

4. Осциллографирование переходных процессов на остановленной турбине с замыканием реальной САРЗ через электронную моделирующую установку.

5. Снятие частотных и импульсных характеристик на остановленной турбине

6. Снятие частотных и импульсных характеристик на работающей турбине.

Испытания по пп. 1, 2 обязательны для каждой турбины после ее монтажа, перед (п. 2) и после (п. 1) капитальных ремонтов. Испытания по пп. 4, 5 проводятся дополнительно при отработке различных модификаций систем регулирования, обычно на головной турбине для данной модификации. Испытания по п. 3 целесообразны для всех турбин, по п. 6 — для турбин, привлекаемых к аварийному регулированию энергосистем, время их проведения определяется станцией и энергосистемой.

Анализ результатов испытаний производится по осциллограммам процессов. Запись осуществляется стандартными осциллографами типа Н700 на 14 регистрируемых параметров и Н004 на 20 параметров. В качестве первичных датчиков положений сервомоторов обычно

применяются реохордные датчики; в качестве первичных датчиков малых перемещений — реохордные, индуктивные или тензометрические датчики. Особенность датчиков для замера перемещений промежуточного и отсечных золотников — возможность сопряжения с вращающимися [до 50 с⁻¹ (3000 об/мин)] указателями; с этой точки зрения наименее целесообразны реохордные датчики, требующие установки подлинтников. Для замера давлений применяются мембранные измерительные датчики.

Большой опыт в технике осциллографирования переходных процессов системы регулирования различных турбин накоплен Союзтехэнерго, где организовано мелкосерийное производство соответствующих датчиков.

Контрольная проверка быстрейшего регулирования и защиты может быть произведена с использованием лatched конечных выключателей, фиксирующих начало и конец движения каждого сервомотора, т. е. запаздывание и собственное время.

Для замера угловой скорости при сбросе нагрузки с отключения генератора от сети проще всего не снимать возбуждение с генератора в течение 20–30 с после сброса и фиксировать его частоту вращения. При проверке защиты испытаниями на сброс нагрузки без отключения генератора от сети возможно использование преобразователей мощности трехфазных измерителей частот, например датчиков типов П004 и П006 завода «Вибратор».

Проведение динамических испытаний на работающей турбине сложно, дорого и уменьшает ресурс работы оборудования. Эксплуатационные аварийные частичные разгрузки или сбросы с выхоном на холостой ход довольно редки, так что 5–10 таких дополнительных режимов при испытаниях равносильны накачиванию усталостных напряжений (особенно термических) за несколько лет работы.

Значительное уменьшение количества опытов на работающей турбине достигается при ведении динамических испытаний на остановленной турбине по специальным программам, в частности с использованием электронных измерительных машин.

12.5. ПРИМЕНЕНИЕ ЭВМ ДЛЯ ИСПЫТАНИЙ

При работе турбины перемещение сервомоторов связано с изменением парового момента на объекте регулирования — турбине. Характеристики турбины также определяют связь между паровым моментом, действующим на ротор, и изменением угловой скорости последнего. Подобные связи могут быть получены и с помощью модели, имитирующей поведение турбины в переходных процессах. Достаточно

полно и сравнительно просто поведение турбины может быть смоделировано на аналоговой вычислительной машине, например, типа МН-7. Движение ротора и изменения давлений в паровых камерах в переходных режимах описываются линейными дифференциальными уравнениями, коэффициенты которых могут быть получены расчетом или экспериментально на предшествующих подобных турбинах. Характеристики парораспределения с достаточной точностью представляются кусочнолинейными функциями.

Применение ЭВМ особенно эффективно при производстве сравнительных испытаний различных вариантов выполнения схем, настроек, механизмов и т. п. Комплекс работ по внедрению ЭВМ для испытаний САР турбин выполнен ХТЗ совместно с Харьковским политехническим институтом им. Ленина [18].

Схема сопряжения реальной системы регулирования турбины К 300-240 с моделью представлена на рис. 12.1. Управляющий импульс, полученный на модели, через дополнительный усилитель вводится на штатный электрогидропреобразователь САР.

В качестве усилителя может использоваться штатный, входящий в состав блока релейной форсировки. САР обрабатывает полученный импульс, переводящий определенным образом сервомоторы клапанов высокого давления и промперегрева. Датчики положения, установленные на этих сервомоторах, вводят в модель сигналы, пропорциональные положению последних.

В связи с синхронностью движения двух главных сервомоторов и двух сервомоторов клапанов промперегрева обычно в модель вводится информация о перемещении только одного главного сервомотора и одного из клапанов промперегрева.

В зависимости от начальных условий и входных сигналов модель формирует управляющий импульс на ЭГП реальной САР. Таким образом, модель вместе с САР представляет собой замкнутую систему, подобную замкнутой системе турбина - САР.

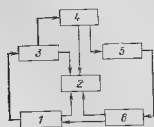


Рис. 12.1. Схема сопряжения реальной системы автоматического регулирования с электронной моделью.

1 - система автоматического регулирования; 2 - осциллограф; 3 - датчик перемещения; 4 - электрическая модель; 5 - усилитель мощности; 6 - электрогидропреобразователь.

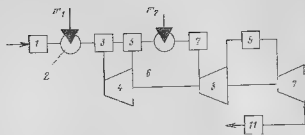


Рис. 12.2. Схема турбины К 300-240

1, 3, 5, 7, 9, 11 - паровые камеры; 2 - клапаны высокого давления; 4 - ЦВД; 6 - клапаны промперегрева; 8 - ЦСД; 10 - ЦНД.

В реальной турбине преобразование уменьшения сервомоторов в изменение парового момента, действующего на ротор турбины, и в изменение частоты вращения при сбросе нагрузки представляет сложный процесс, на протекание которого оказывает влияние большое число конструктивных параметров. Учет одних из них и пренебрежение другими в значительной степени определяется задачей исследования. На ХТЗ электронные модели применяются обычно для испытаний регулирования в следующих режимах работы:

- увеличение частоты вращения при полном сбросе электрической нагрузки;
- устойчивость работы после сброса нагрузки;
- изменение парового момента при импульсных нагрузках.

В общем случае для всех этих режимов турбина К-300-240 может быть представлена в виде сочетания нескольких паровых камер с регулирующими выходами (рис. 12.2). Пар из камеры бесконечно большого объема 1 проходит через клапаны высокого давления 2 и поступает в камеру 3 перед ЦВД (4). Объем камеры 3 определяется фактическим объемом пара между клапанами и регулирующей ступенью ЦВД, а также приведенным (по энергетическому потенциалу) к начальным параметрам объемом пара, содержащегося в ЦВД. Из ЦВД пар поступает еще в одну камеру бесконечно большого объема 5 и отсюда к клапанам промперегрева.

Представление о промперегревателе (5) как камере бесконечно большого объема упрощает моделирование, но ограничивает длительность рассматриваемых переходных процессов, особенно при наличии быстродействующих сбросных устройств из промперегревателя. После клапанов промперегрева 6 пар поступает в камеру 7 перед ЦСД. Объем камеры 7 определяется подобно объему камер 3.

Значительные сосредоточенные объемы пара между регулирующей ступенью ЦСД и

конденсатором (камера бесконечно большого объема II) учитываются отдельно.

В приведенных ниже уравнениях объем камеры 9 определяется объемом пара в трубопроводе третьего отбора до турбопитательного насоса и последующих камер, приведенных к параметрам третьего отбора, включая ресиверы.

При таком рассмотрении значение относительного парового момента ν , действующего на ротор генератора,

$$\nu = \lambda_{p1} + \lambda_{p2} + \lambda_{p3} - \lambda_{xx}; \quad (12.1)$$

здесь p_1, p_2, p_3 — относительные значения давлений в камерах 3, 7, 9, $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ — части парового момента, создаваемого в отсеках турбины 4, 8, 10; λ_{xx} — часть парового момента, затрачиваемая на поддержание холостого хода агрегата (на преодоление трения).

Относительные значения парового момента и давлений p представляют собой отношение текущих величин момента и давлений к базовым. За базовую величину для ν принят момент, создающий номинальную мощность генератора при номинальной частоте вращения, за базовые величины для p_2 и p_3 приняты номинальные давления пара в соответствующих камерах, за базовую величину для p_1 — разность усредненного давления перед соплами на номинальной нагрузке и давления в промперегревателе.

Значения давлений в камерах определяются уравнениями:

$$T_{p1} \frac{dp_1}{dt} = q'_1(m'_1) + q''_1(m''_1) - p_1; \quad (12.2)$$

$$T_{p2} \frac{dp_2}{dt} = q'_2(m'_2) + q''_2(m''_2) - p_2; \quad (12.3)$$

$$T_{p3} \frac{dp_3}{dt} = p_2 - p_3; \quad (12.4)$$

здесь T_{p1}, T_{p2}, T_{p3} — постоянные времени паровых объемов камер 3, 7, 9; m'_1 и m''_1 — величина открытия каждого из двух сервомоторов высокого давления; m'_2 и m''_2 — величина открытия каждого из двух сервомоторов промперегрева; $q_1(m_1)$ и $q_2(m_2)$ — относительные (в долях номинального) характеристики расходов пара через клапаны, открываемые одним сервомотором (рис. 12.3).

При генераторе, отключенном от сети частота вращения изменяется в зависимости от парового момента ν в соответствии с выражением

$$T_a \frac{d\varphi}{dt} = \nu; \quad (12.5)$$

здесь T_a — постоянная времени ротора; φ — относительное значение частоты вращения, равное отношению отклонения текущей ча-

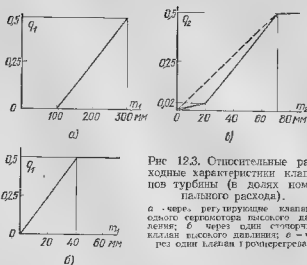


Рис. 12.3. Относительные характеристики клапанов турбин (в долях номинального расхода).

а — через регулирующие клапаны одного сервомотора высокого давления; б — через один створчатый клапан высокого давления; в — через один клапан промперегрева

стоты от номинальной к измененной частоты в пределах неравномерности.

Значения коэффициентов, входящих в (12.1) — (12.5), для турбин К-300-240 и К-300-240 2 даны ниже.

Коэффициент	λ_1	λ_2	λ_3	λ_{xx}
Значение	0,35	0,18	0,52	0,06

Коэффициент	T_{p1}	T_{p2}	T_{p3}	T_a
Значение	0,6 с	0,05 с	0,2 с	0,4 с

Продолжение

Одна из принятых на заводе схем набора уравнений (12.1) — (12.5) на аналоговой вычислительной машине МН-7 изображена на рис. 12.4. Суммирование и интегрирование осуществляются на линейных операционных усилителях, для получения нелинейных расходных характеристик используются питаемые диоды машины. Коэффициенты усиления выбираются таким образом, чтобы ожидаемое изменение отдельных параметров соответствовало изменению выходного напряжения от 0 до 100 В.

Правильность набора перед испытаниями контролируется работой модели без САР. Это может быть например, условный режим сброса нагрузки при мгновенном перемещении клапанов. После установки на всех усилителях необходимых начальных условий клапаны полностью закрываются синхронизатором, после чего модель запускается в работу. Полученное увеличение частоты вращения φ должно соответствовать расчетному увеличению частоты из-за влияния паровых объемов.

При исследовании отдельных режимов, указанных выше, схема набора может упрощаться или упрощаться. Для случаев определения увеличения частоты при паровых моментах при импульсных разрузках расходная характеристика клапанов промперегрева

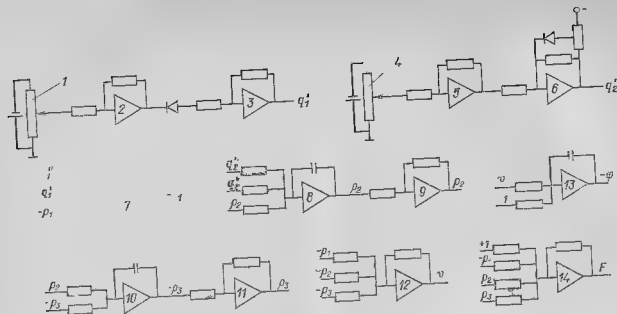


Рис. 12.4. Электронная модель турбины

1, 4 — датчики перемещения сервомотора главных и промежуточных пароперегревателей; 2, 3 — усилители построения расходной характеристики сервомотора промежуточного пароперегревателя, 7—11 — усилители построения расходной характеристики турбины; 12 — усилитель вычисления парового момента; 13 — усилитель вычисления частоты вращения, 14 — усилитель вычисления осевого усилия.

может быть принята упрощенной в виде пунктирной кривой на рис. 12.3,в, при испытывающих с определением устойчивости такое упрощение недопустимо. Если не требуется определение паровых моментов, уравнения (12.1) и (12.5) могут быть объединены, а используемое число усилителей уменьшено.

Некоторым недостатком рассматриваемой схемы сопряжения является замена в САР действия реального золотника регулятора скорости (ЗРС) действием ЭГП. Такая замена допустима только в тех случаях, когда используется отработанный тип регулятора скорости, чувствительность, и передаточная функция которого проверены другими испытаниями. При необходимости проверка САР вместе с ЗРС в схему сопряжения дополнительно включается ЭГП, управляющий импульсным давлением на входе ЗРС.

Одной из задач проведения натурных испытаний турбины является получение картины осевых усилий в режимах сброса и наброса нагрузки. Изменение этих усилий в основном связано с непропорциональными изменениями в динамике давлений вдоль проточной части турбины.

Поскольку в рассматриваемой схеме модели могут быть непосредственно определены основные из этих давлений p_1 , p_2 , p_3 , при моделировании возможно получение осциллограмм осевых усилий в переходных режимах.

Как было показано (§ 11.4), действующее на ротор турбины осевое усилие при некото-

рых допущениях определяется равенством (11.2). Значения давлений p_1 , p_2 , входящих в (11.2), определим из следующих допущений.

Давление за регулирующей ступенью p_1 равно номинальному (15,6 МПа) при номинальном давлении пара перед соплами ($p_1 = 1$) и давлению пара в промежуточном пароперегревателе (4,0 МПа) при давлении пара перед соплами, равном давлению в промежуточном пароперегревателе ($p_1 = 0$). Примем, что при промежуточных значениях p_1

$$p_1 = 4 + (15,6 - 4)p_1$$

Давление p_2 на выходе ЦВД сохраняется равным давлению в промежуточном пароперегревателе 4,0 МПа.

$$p_2 = 4 = \text{const}$$

Относительное давление за клапанами промежуточного пароперегревателя p_2 равно отношению текущего абсолютного давления p_2 к номинальному давлению за клапанами промежуточного пароперегревателя, равному 3,5 МПа. Из сказанного следует, что давление за клапанами промежуточного пароперегревателя

$$p_2 = 3,5p_2$$

Относительное давление в ресивере p_3 равно отношению текущего абсолютного давления p_3 к номинальному давлению пара в ресивере, равному 0,209 МПа. Следовательно, давление в ресивере

$$p_3 = 0,209p_3$$

Давление в конденсаторе p_8 во всех режимах постоянно

$$p_8 = 0,003 = \text{const.}$$

С учетом принятых допущений из (11.2) может быть получено

$$F = 105 - 659p_1 + 368p_2 + 142p_3,$$

где F — усилие на ротор, положительное в сторону генератора

Метод сопряжения электронной модели с натурными механизмами эффективен и при отработке отдельных конструкций. Например, при испытаниях головного образца ЭП (§ 10.9) на стенде организована электрическая обратная связь от исполнительного золотника 2 (см. рис. 10.8) на электромеханический преобразователь.

В течение короткого времени оказалось возможным определить запасы устойчивости, быстродействие, дрейф, чувствительность, жесткость и другие характеристики механизма при различных параметрах обратной связи и установить оптимальные значения передаточных соотношений, жесткости, пружин и т. п.

12.6. ПЕРЕХОДНЫЕ ПРОЦЕССЫ И АНАЛИЗ РАБОТЫ ЗАЩИТЫ ТУРБИНЫ

Проверка быстродействия защиты турбины осуществляется осциллографированием переходных процессов после срабатывания автомата безопасности (защитного устройства) на остановленной турбине или под нагрузкой. Примерная осциллограмма показана на рис. 12.5.

Движение каждого сервомотора характеризуется двумя параметрами: временем запаздывания t_0 и временем перемещения t_c (на рис. 12.5 показаны только для одного сервомотора). Само перемещение происходит практически с постоянной скоростью, поэтому для получения переходного процесса работы защиты могут быть использованы конечные выключатели, фиксирующие начало и конец движения, и электросекундомеры.

В зависимости от цели возможны три режима проверки защиты. Нормально при срабатывании автомата безопасности происходит закрытие четырех сервомоторов стопорных клапанов и четырех регулирующих. Разгон ротора определяется четырьмя сервомоторами тех последовательно установленных клапанов, которые закрываются раньше. При отказе одного или всех регулирующих клапанов разгон ротора определяется только сервомоторами системы защиты, при отказе стопорных только сервомоторами регулирующих клапанов. Одна из особенностей САПЗ турбины К 300-240 состоит в том, что время закрытия клапанов промперегрева не одинаково

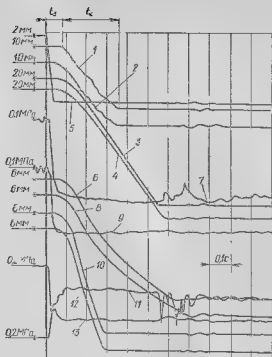


Рис. 12.5 Переходный процесс в системе защиты.

1, 2 — стопорные клапаны; 3, 4 — регулирующие клапаны; 5 — клапан автомата безопасности; 6, 8 — контакты клапанов промперегрева; 7, 9 — выходные линии защиты; 10, 12 — лампы промперегрева; 11, 13 — оглашение в деловой линии первого уставки.

во при работе только системы регулирования, только системы защиты и обеих систем вместе (см. § 10.7). Минимальное время закрытия соответствует нормальному режиму срабатывания автомата безопасности с одновременным закрытием стопорного и регулирующего клапанов.

Для определения времени закрытия в случае отказа защиты должен быть получен переходный процесс при заклинивших на нижний упор выключателях стопорных клапанов промперегрева; в случае отказа регулирования при заклинивших в среднем положении отсечных золотника сервомоторов промперегрева.

Для турбин, у которых линии защиты к сервомоторам не проходят через отсечные золотники (отсутствуют ускорители клапанов промперегрева), картина движения собственно регулирующих клапанов промперегрева может быть получена при подаче сигнала на закрытие через ЭПГ. Предельные значения t_0 и t_c для всех сервомоторов в зависимости от режима проверки указаны в табл. 12.2.

Оценку возможности изменения динамических характеристик каждого из сервомоторов произведем по влиянию этих характеристик на разгон турбины в случае отключения генератора от сети.

Таблица 12.2

Предельное значение времени запаздывания и перемещения сервомоторов стопорных и регулирующих клапанов

Режим	Параметр	Сервомотор			
		высокого давления		промперегрева	
		сервомотор клапана	регулирующий клапан	сервомотор клапана	регулирующий клапан
Выбывание запорного устройства	t_3 t_c	0,1 0,3	0,1 0,3	0,1 Не анимитруется	0,1 0,2
Выбывание запорного устройства при закрытых отсеках водотных промперегрева	t_3 t_c	0,1 0,3	0,1 0,5	0,1 0,4	0,1 0,4
Срабатывание ЭП	t_3 t_c	— —	0,1 0,5	— —	0,1 0,25

Процесс увеличения частоты вращения после отключения генератора может рассматриваться как одновременное протекание двух процессов: разгон паром, содержащимся в турбоустановке после клапанов, и разгон паром, прошедшим через клапаны после сброса нагрузки. Первый процесс описывается уравнениями (12.1) (12.5) при $q_1(m_1)$ и $q_2(m_2)$, равных 0; второй теми же уравнениями при T_{c1} ; T_{c2} ; T_{c3} и λ_{c1} , равных 0, полное приращение частоты вращения представляется суммой приращений в каждом из этих процессов.

Разгон ротора паром, аккумулярованным после клапанов (первый процесс), не зависит от характера движения клапанов, а определяется конструктивными данными турбины λ , T_0 , I_a , соответствующая составляющая увеличения частоты вращения для К-300-240 АС1 составляет 1,75 с⁻¹ (105 об/мин).

Составляющая, соответствующая второму процессу, может быть достаточно точно определена по картине переходного процесса на остановленной турбине при известных расходных характеристиках клапанов. Уравнения (12.1) (12.5) при λ_{c1} , T_{c1} , T_{c2} и T_{c3} равных 0, сводятся к одному уравнению

$$T_a \frac{d\omega}{dt} = \lambda_1 [q'_1(m'_1) + q''_1(m''_1)] + (\lambda_2 + \lambda_3) [q'_2(m'_2) + q''_2(m''_2)] \quad (12.6)$$

В выражении (12.6) q'_1 и q''_1 — расходные характеристики клапанов сервомоторов № 1 и 2; q'_2 и q''_2 — расходные характеристики клапанов № 1 и № 2 промперегрева.

Отсюда приращение частоты вращения за время Δt от момента сброса нагрузки до момента полного закрытия клапанов составляет

$$\Delta\omega = \frac{\lambda_1}{T_a} \left[\int_0^{\Delta t} q'_1(m'_1) dt + \int_0^{\Delta t} q''_1(m''_1) dt \right] + \frac{\lambda_2 + \lambda_3}{T_a} \left[\int_0^{\Delta t} q'_2(m'_2) dt + \int_0^{\Delta t} q''_2(m''_2) dt \right] \quad (12.7)$$

или при указанных выше значениях λ и T_a

$$\Delta\omega = 2,17 \left[\int_0^{\Delta t} q'_1(m'_1) dt + \int_0^{\Delta t} q''_1(m''_1) dt \right] + 4,34 \left[\int_0^{\Delta t} q'_2(m'_2) dt + \int_0^{\Delta t} q''_2(m''_2) dt \right]; \quad (12.8)$$

здесь, как указывалось, $q_1(m_1)$ и $q_2(m_2)$ в относительных единицах.

Расходные характеристики регулирующих клапанов высокого давления $q_1(m_1)$ и промперегрева $q_2(m_2)$ представлены на рис. 12.3а, в. Расходная характеристика каждого из стопорных клапанов промперегрева также имеет вид, представленный на рис. 12.3в, из за того, что функции регулирования и защиты выполняет один и тот же клапан. Приближенная расходная характеристика стопорных клапанов высокого давления изображена на рис. 12.3б.

Рассмотрим на примере оценку приращения частоты вращения после срабатывания автомата безопасности для системы защиты, движение клапанов которой изображено на рис. 12.5.

По графикам движения сервомоторов и соответствующим расходным характеристикам строятся графики изменения во времени относительных расходов (рис. 12.6). Заштрихованные площади на этом рисунке представляют значения интегралов $\int q dt$. Например,

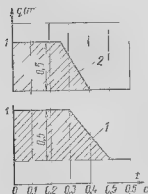


Рис. 12.6. Изменение относительных расходов при сбросе нагрузки
1 — через ЛСД ЛПД
2 — через ЛВД

Изменение максимальной частоты вращения при отклонениях t_a и t_c от предельных значений

Отклонение предельного значения	Сервомотор		Изменение максимальной частоты вращения
t_a на $\pm 0,1$ с	высокого давления	стопорный	$\pm 0,1 \text{ с}^{-1}$ ($\pm 6,5$ об/мин)
		регулирующий	$\pm 0,1 \text{ с}^{-1}$ ($\pm 6,5$ об/мин)
	промперегрева	стопорный	$\pm 0,2 \text{ с}^{-1}$ (± 13 об/мин)
		регулирующий	$\pm 0,2 \text{ с}^{-1}$ (± 13 об/мин)
t_c на $\pm 0,1$ с	высокого давления	стопорный	$\pm 0,08 \text{ с}^{-1}$ (± 5 об/мин)
		регулирующий	$\pm 0,04 \text{ с}^{-1}$ ($\pm 2,5$ об/мин)
	промперегрева	стопорный	$\pm 0,16 \text{ с}^{-1}$ (± 10 об/мин)
		регулирующий	$\pm 0,16 \text{ с}^{-1}$ (± 10 об/мин)

для значений t_a и t_c , указанных в строках 3, 4 табл. 12.2.

$$\int q'_1 dt + \int q''_1 dt = 0,16 \text{с}, \quad \int q'_2 dt - \int q''_2 dt = 0,2 \text{с}.$$

С учетом полученных результатов из равенства (12.8)

$$\Delta\omega = 2,17 \cdot 0,32 + 4,34 \cdot 0,4 = 2,45 \text{ с}^{-1} \quad (145 \text{ об/мин}).$$

Полное ожидаемое увеличение частоты вращения для САРЗ с указанными выше характеристиками

$$\Delta\omega = \Delta\omega_1 + \Delta\omega_2 = 1,75 + 2,45 = 4,2 \text{ с}^{-1} \quad (250 \text{ об/мин}).$$

Так как автоматы безопасности настроены на срабатывание при $55,5 - 56 \text{ с}^{-1}$ (3330 - 3360 об/мин), указанные в табл. 12.2 предельные характеристики переходных процессов обуславливают разгон не более $59,7 - 60,2 \text{ с}^{-1}$ (3590 - 3610 об/мин) даже при отказе регулируемых клапанов. Если времена закрытия сервомоторов превышают указанные (например, при установке золотниковой защиты), настройка автомата безопасности производится на меньшую частоту вращения.

Из (12.8) и расходных характеристик клапанов (рис. 12.3) можно получить данные о влиянии отклонения динамических характеристик сервомоторов на динамическое увеличение частоты вращения. Например, изменение t_a и t_c одного из сервомоторов в пределах 0,1 с приводит к приведенному в табл. 12.3 изменению максимальной частоты вращения при отклонении генератора от сети.

Как видно из таблицы, наиболее опасным отклонением характеристик защиты является увеличение запаздывания сервомоторов. Причиной этого могут быть нечувствительность

или другие дефекты командных органов (исполнительный механизм автомата безопасности, защитные устройства); наличие воздуха в импульсных линиях защиты и 1-го усиления; нечувствительность промежуточных элементов усиления выключателей стопорных клапанов, промежуточных и огечных золотников. Для выявления источника запаздывания необходимо осциллографирование движения всех этих элементов в линиях защиты и 1-го усиления.

Возможны случаи, когда при нормальном запаздывании некоторые сервомоторы имеют увеличенное время закрытия t_c . Причиной может быть загроможденность сливных сечений, уменьшение проектных натягов пружин, увеличение нечувствительности сервомоторов. Загромождение сечений обычно вызывается ограниченными ходами мембран выключателей и золотников или попаданием в трубопроводы инородных тел.

Условия работы системы защиты на работающей турбине отличаются от условия проверки на остановленной. Эти отличия связаны с протеканием пара через клапаны (дополни-

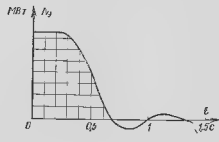


Рис. 12.7 Изменение мощности генератора при сбросе нагрузки

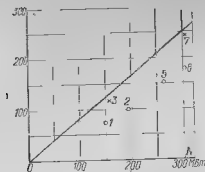


Рис. 128. Допускаемая работоспособность пара при различных уставках защиты
1, 2, 5, 6 — экспериментальные точки для безотопных котлов
3, 4, 7 — для золотниковых клапанов

тельные усилия на сервомоторы, нечувствительность клапанов) и длительным пребыванием всех элементов в неподвижном состоянии (застойная чувствительность, накопление воздуха в трубопроводах и т. л.). Поэтому на всех работающих турбинах проводится проверка защиты сбросом нагрузки без отключения генератора от сети.

Основной целью проверки является определение работоспособности пара, прошедшего через проточную часть после подачи сигнала на закрытие клапанов. Работоспособность оценивается по кривой снижения электрической мощности и количественно равна площади фигуры, заштрихованной на рис. 127. Эта работоспособность сравнивается с допустимой, зависимость последней от величины мощности перед сбросом показана на рис. 128. Этапная кривая (рис. 128) построена из расчета того, что указанная работоспособность пара при отключении генератора от сети и срабатывании защиты вызовет увеличение частоты вращения не более 5 с^{-1} (300 об/мин).

Помимо работоспособности пара при испытаниях со сбросом нагрузки без отключения генератора от сети проверяют соответствие динамических характеристик всех сервомоторов значениям, указанным в табл. 12.3. Это связано с тем, что допустимая работоспособность пара может быть получена в результате закрытия регулирующих клапанов при закрывании стопорных клапанов и наоборот. По этой же причине проверка защиты на работающей турбине не заменяет испытаний на остановленной с раздельным движением стопорных и регулирующих клапанов.

12.7. ОСОБЕННОСТИ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ И АНАЛИЗ РАБОТЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ

В предыдущем параграфе рассмотрены переходные процессы, происходящие при закрытии регулирующих клапанов в случаях сраба-

тывания защиты клапаны допустимые времена запаздывания и перемещения сервомоторов регулирующих клапанов. Рассмотрены также испытания, которые позволяют выявить причины отклонения указанных характеристик от проектных.

Однако основные показатели работы системы регулирования при полных и частичных сбросах нагрузки могут быть получены только при испытаниях с использованием ЭВМ на остановленной турбине или при натурных испытаниях. При сбросах с отключением генератора от сети — это максимальное увеличение частоты вращения, статическая и квазистатическая неравномерности, увеличение частоты вращения от паровых объемов, время работы турбины в беспаровом режиме, устойчивость выхода на холостой ход. При импульсных разгрузках это величины и скорости уменьшения и восстановления мощности.

На рис. 129 и 12.10 показаны осциллограммы сброса нагрузки с отключением генератора от сети на одной из турбин К 300 240 при включенном и выключенном блоках релейной форсировки (БРФ). Основные характеристики, полученные на основании осциллограмм, приведены в табл. 12.4.

При сбросе нагрузки 300 МВт регулирование работало в следующем порядке. Сразу же после срабатывания БРФ начал перемещаться исполнительный золотник ЭПГ, через 0,07 с началось закрытие сервомоторов клапанов высокого давления, через 0,15 с — сервомоторов клапанов промперегрева. Отключение генера-

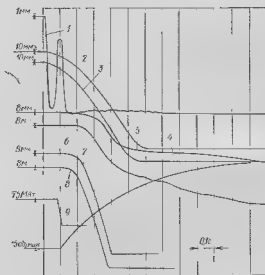


Рис. 129. Переходный процесс при отключении генератора от сети.

1 — исполнительный золотник, ЭПГ; 2, 3 — главные сервомоторы; 4 — частота вращения ротора; 5, 6 — толкатели клапанов промперегрева; 7, 8 — клапаны промперегрева; 9 — электрическая мощность на генераторе.

Характеристики переходных процессов при сбросах нагрузки

Наименование		Время	
Сбрасываемая нагрузка, МВт		300	250
Включение БРФ		закрыто	открыто
Максимальное увеличение частоты вращения, с ⁻¹ (об/мин)		3,23(195)	4,5(270)
Запаздывание начала движения сервомоторов, с	от момента отключения генератора	высокого давления	1,63
		промперегрева	1,05
	от момента срабатывания БРФ	высокого давления	0,07
		промперегрева	1,10
Время закрытия сервомоторов, с		высокого давления	0,57 - 0,62
		промперегрева	0,23 - 0,25
Увеличение частоты вращения к моменту начала закрытия клапанов, с ⁻¹ (об/мин)		высокого давления	0
		промперегрева	0,42(25)
Увеличение частоты вращения после закрытия клапанов, с ⁻¹ (об/мин)			1(60)
			0,95(57)
Время работы турбины до начала открытия клапанов		высокого давления	12 - 13
		промперегрева	8 - 9,5

тора от сети и сброс нагрузки произошли через 0,1 с после начала движения золотника ЭП. Это обстоятельство связано с тем, что импульсы на отключение воздушного выключателя и срабатывание БРФ подаются одно-

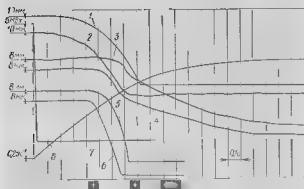


Рис 12.10. Переходный процесс при отключении генератора от сети с выключением блоком релейной защиты

1, 2 - частота вращения; 3, 4 - частота вращения промперегрева; 5, 6 - частота вращения промперегрева; 7 - частота вращения промперегрева; 8 - частота вращения промперегрева.

временно, а быстрдействие БРФ с ЭП выше быстрдействия воздушного выключателя.

Сервомоторы клапанов высокого давления закрылись через 0,54 - 0,59 с после сброса нагрузки, сервомоторы промперегрева через 0,28 - 0,3 с. На этом процесс работы регулирования закончился, частота вращения под влиянием аккумулярованного в прочной части и паропроводах пара увеличилась дополнительно на 1 с⁻¹ (60 об/мин) и достигла 53,23 с⁻¹ (3195 об/мин), после чего начала быстро снижаться. Через 8 - 9,5 с после сброса нагрузки начали открываться клапаны промперегрева, а еще через 4 с турбина вышла на холостой ход, поддерживаемый клапанами высокого давления (табл. 12.4).

При сбросе нагрузки 250 МВт с выключением БРФ увеличение частоты вращения составило 4,5 с⁻¹ (270 об/мин), как видно только из-за большего запаздывания в начале закрытия клапанов. Начало закрытия сервомоторов промперегрева происходит при отсутствии БРФ в соответствии со статической характеристикой при увеличении частоты вращения на 1,94 с⁻¹ (116 об/мин), что свидетельствует

о малой эффективности имеющихся в схеме ускорителей по сравнению с включением в работу БРФ с ЭГП.

В эксплуатации возможны сбросы нагрузки без отключения собственных нужд блока от генератора. В этом случае на генераторе остается нагрузка 15–20 МВт, которая уменьшает максимальное отклонение частоты вращения и продолжительность протекания переходного процесса. По данным испытаний турбины, подобных К-300 240, уменьшение максимальной частоты вращения при сбросах с сохранением собственных нужд по сравнению с полным сбросом составляет $1,05 \text{ с}^{-1}$ (63 об/мин), а время переходного процесса уменьшается до 4–5 с. Холостой ход после сброса с удержанием собственных нужд устанавливается при другом (большем открытии) положении сервомоторов высокого давления и промпрегрева. Если в этих зонах частные степени неравномерности незначительны, возможно, что регулирование устойчиво поддерживает холостой ход после сброса без удержания собственных нужд и неустойчиво после сброса с удержанием.

Представление об импульсных характеристиках регулирования дано в § 11.3, о методике их получения на остановленной турбине в § 12.2. Анализ переходных процессов при импульсных сигналах без данных об изменении паровой мощности чрезвычайно затруднителен. Во всяком случае основное внимание должно уделяться выполнению двух требований:

1. Закрытие клапанов промпрегрева с максимальной скоростью при минимальном запаздывании после подачи сигнала на закрытие ($t_3 < 0,1 \text{ с}$; $t_4 < 0,2 \text{ с}$).

2. Открытие клапанов промпрегрева до положения 60–70 мм за минимальное время после схода сигнала ($t < 0,3$; $0,4 \text{ с}$). В скобках приведены типовые значения указанных времён для турбины К-300-240.

При изучении переходных процессов и устойчивости энергосистем свойства отдельных элементов системы иногда представляются в виде частотных характеристик. Так как система регулирования турбины К-300 240 является нелинейной, ее представление в виде частотных характеристик достаточно условно и возможно только для узкой зоны значений амплитуды входного сигнала (0,2–0,3 неравномерности).

Для получения частотных характеристик необходимы картины изменения давлений, движения золотника и сервомоторов, изменения мощности турбины при синусоидальных колебаниях тока на управляющей обмотке ЭГП с переменной частотой. Входная синусоида обычно создается стандартным генератором импульсов, координаты элементов регулирования записываются на осциллографе. На остановленной турбине снятие частотных характеристик начинается с минимальных частот (0,05–0,1 Гц) и продолжается до прекращения заметного движения сервомоторов (1–1,5 Гц), отсечных золотников и, наконец, исполнительного золотника ЭГП (20 Гц).

На работающей турбине предпочтительнее обратный порядок снятия характеристик: от 2–1,5 Гц — когда движения сервомоторов и изменения давления пара не происходит, до 0,1–0,05 Гц — когда сервомоторы полностью отскакивают входную синусоиду, т. е. режим, наиболее сложный для блока в целом.

Глава тринадцатая

СИСТЕМА КОНТРОЛЬНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ. БЛОК РЕЛЕЙНОЙ ФОРСИРОВКИ

13.1. ВВЕДЕНИЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ФОРСИРУЮЩИХ ИМПУЛЬСОВ В СИСТЕМУ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТУРБИНЫ. БЛОК РЕЛЕЙНОЙ ФОРСИРОВКИ

Система управления, учитывающая особенности эксплуатации оборудования, средства автоматизации, экономические факторы и т. п., обеспечивает надежное и эффективное функционирование блока в целом. Увеличение единичной мощности турбины до 300 МВт привело к значительному усложнению основного и вспомогательного оборудования, усложнению тепловых схем, что, в свою очередь, расширило круг задач в организации управления

и привело к значительному увеличению объема систем управления и контроля. Так, в системе управления блоком 300 МВт этих средств содержится примерно вдвое больше, чем в аналогичных системах блоков 200 МВт.

Автоматическое управление турбиной, состоящее из вспомогательным оборудованием, осуществляется локальными регуляторами поддержания отдельных процессов и параметров. Объем автоматического управления, контрольно-измерительных приборов, средств защиты, блокировок и сигнализации, обеспечивающий правильную и безопасную эксплуатацию турбинной установки и вспомогатель-

ного оборудования, определен «Руководящими указаниями по объему оснащения ТЭС КИП, средствами авторегулирования, технологической защиты, блокировок и сигнализации».

Высокие начальные параметры пара, значительные паровые объемы, части высокого и среднего давления, а также тракта промпрегретеля существенно меняют свойства турбоагрегата как объекта управления. Содержащийся в этих объемах пар обладает значительной энергией, в то время как постоянная времени ротора уменьшается с ростом мощности турбины и начальных параметров пара. Поэтому при сбросе электрической нагрузки происходит значительный заброс частоты вращения ротора, поскольку регулятор скорости воздействует на регулирующие клапаны турбины только при отклонении частоты вращения ротора, и если не принять специальных мер, форсирующих закрытие регулирующих клапанов, заброс частоты вращения может превысить предельное значение и привести к срабатыванию автоматов безопасности.

Для обеспечения минимальных забросов частоты вращения ротора турбины при сбросах нагрузки на турбине устанавливается устройство для форсированного закрытия регулирующих клапанов турбины — блок релейной форсировки.

Блок релейной форсировки (БРФ) формирует электрический сигнал на закрытие регулирующих клапанов в следующих случаях.

- при отключении выключателя генератора;
- при срабатывании собственной защиты генератора,
- при срабатывании защиты шин;
- при срабатывании устройства резервного отключения выключателя. Принципиальная схема БРФ приведена на рис. 13.1,а.

Формирователь БРФ состоит из двух реле $1РП$ и $2РП$ типа РЭС 22, одного реле времени $РВ$ типа ЭВ 133 и цепи гибкой отрицательной обратной связи (обмотки управления магнитного усилителя $2Н-2К$, $3Н-3К$, резистора $R5$ и конденсатора $C3$), которая увеличивает время спада импульса до 8 с.

Однокантный двуполупериодный усилитель с самовосстановлением собран на серийном магнитном усилителе ТУМ-А4 11. На выходе магнитного усилителя предусмотрено стабилизирующий фильтр RC для уменьшения дребезга и цепочка, уменьшающая начальный ток магнитного усилителя, состоящая из сопротивления $R9$ и диода $Д17$.

Магнитные усилители, уступаая другим типам усилителей в быстроте действия, имеют ряд важных преимуществ: высокую надежность и наличие несложных электрических несвязанных равноценных входов. Работает БРФ следующим образом.

При поступлении сигнала на вход БРФ (достаточно замкнуть клеммы $И1$ и $И2$, см. рис. 13.1,а) замыкается цепь питания реле $1РП$ и $РВ$, при этом срабатывает реле $1РП$ и своим контактом $1РП-2$ замыкает обмотку управления магнитного усилителя $1Н-1К$, контактом

$1РП-3$ выключает сигнальную лампу $Л2$, а контактом $1РП-4$ замыкает цепь сигнализации.

На выходе фильтра усилителя формируется сигнал, поступающий через контакты разьема 5 и 6 на динамическую катушку ЭМП. Одновременно заряжается конденсатор $C3$ через нормально замкнутый контакт $2РП-1$ и резистор $R5$. Величина тока, протекающего через динамическую катушку, измеряется миллиамперметром «М4».

По истечении выдержки времени реле $РВ$ замыкает цепь питания реле $2РП$, которое своими контактами $2РП-2$ размыкает цепь управления обмотки $1Н-1К$, а контактом $2РП-3$ подключает обмотку обратной связи $2Н-2К$ и $3Н-3К$ к конденсатору $C3$, который начинает разряжаться по цепи $C3$, $2РП-3$, $3Н-3К$, $2Н-2К$, динамическая катушка ЭМП, миллиамперметр «М4», $R5$. Поскольку направление медленно убывающего магнитного потока обмоток обратной связи $2Н-2К$, $3Н-3К$ совпадает по направлению с управляющим потоком, то выходной ток усилителя будет уменьшаться по экспоненте (см. рис. 13.1,б). Возврат схемы в исходное состояние происходит после размыкания клемм $И2$ и $И1$, т.е. снятия сигнала защиты.

С помощью тумблера $ВК-2$ можно производить проверку работы БРФ с отключенной динамической катушкой ЭМП. Для этого достаточно $ВК-2$ переключить в положение $Рав$. При этом вместо динамической катушки подключается эквивалентное сопротивление $R4$. При нажатии кнопки $Кн-1$ «Контроль» схема работает в такой же последовательности, как это было описано выше.

Параметры элементов схемы выбираются исходя из требуемой величины и длительности сигнала. Так, схема в обмотке $1Н-1К$ устанавливается с помощью резистора $R2$. Ток управления обмотки $1Н-1К$ выбран завышенным с целью уменьшения времени паразитного перемещения якоря. Для компенсации начального тока порядка $5-7$ мА при отсутствии сигнала на входе, характерного для однокантных магнитных усилителей, предусмотрена цепочка $Д17$, $R9$, по которой течет ток

$$I = \frac{U_{C2}}{R9} \quad (13.1)$$

При вычислении тока на выходе усилителя

$$I_n < \frac{U_{C2}}{R9}$$

открытый диод $Д17$ шунтирует нагрузку, а при

$$I_n > \frac{U_{C2}}{R9}$$

диод закрывается и через нагрузку протекает ток

$$I_n = I_n - \frac{U_{C2}}{R9} \quad (13.2)$$

где U_{C2} — напряжение на конденсаторе $C2$, $R9$ — сопротивление резистора.

Для возможности ввода в систему регулирования быстродействующих энергосистемных сигналов от устройств противонапряжения автосхемы в БРФ предусмотрены два свободных входа (обмотки управления $4Н-4К$ и $5Н-5К$). Длительность импульса по дополнительному входу не более 23 с при уровне сигнала в 3 неравномерности.

Форма электрического сигнала, формируемого БРФ, приведена на рис. 13.1,б. Передний фронт импульса крутой, быстро нарастающий, представляет собой экспоненту. Сформированный электрический сигнал с помощью электромеханического преобразователя (ЭМП)

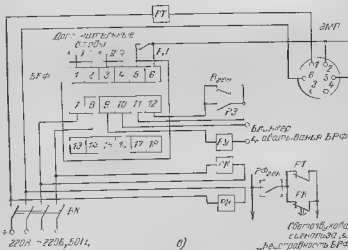
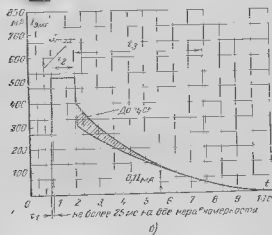
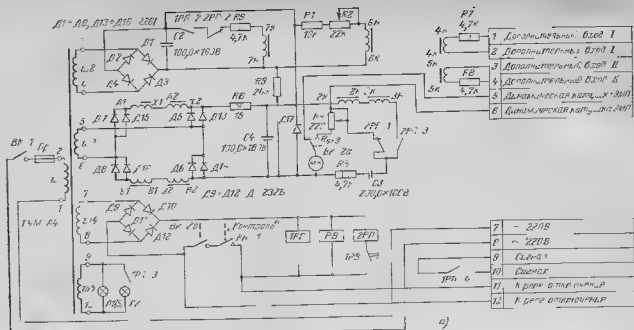


Рис 131 Блок релейной форсировки (БРФ)

а) принципиальная схема БРФ, б) управляющий импульс Форсировки БРФ, в) система подключения электромеханического преобразователя к БРФ

преобразуется в механическое перемещение якоря, жестко соединенного со штоком гидроусилителя (ГУ)¹, воспринимающего это перемещение и, в свою очередь, преобразующего его в пропорциональный расход (давление) рабочей жидкости линии 1-го усиления. Изменение давления в линии 1-го усиления воздействует на сервомоторы через отсечные золотники, вызывая перемещение регулирующих клапанов, при этом увеличивается быстрое-

ствие и приемистость системы регулирования. ЭМП с ГУ образует электрогидравлический преобразователь (ЭГП), который является связующим звеном между электрической и гидравлической частями электрогидравлических систем регулирования.

Схема подключения БРФ и ЭМП приведена на рис. 13. 1.в.

Постоянное напряжение 220 В через выключатель ВК подается на обмотку подмагничивания ЭМП, контакты 1 и 6 размыка ЭМП. Контроль наличия тока в цепи обмотки подмагничивания осуществляется посредством реле тока РТ-10/0,6. Нормально замкнутый контакт этого реле включен в цепь срабатывающей сигна-

¹ Описание работы ГУ приведено в § 109. Характеристики ГУ 1. Ф. с. см § 109

дизайна неисправности БРФ. Параллельно ему включен контакт реле контроля питания РК. В цепь сигнализации включен контакт ключа отключения генератора РЧГ, для разрыва цепи сигнализации при плановых отключениях генератора.

Для фиксации срабатывания БРФ в клеммах 9 10 модельючно указательное реле РЗ.

При срыве цепи питания катушки подмагничивания ЭМП в динамической катушке наводится ток индукции, достигающий 25–30 мА, что при работающей машине может вызвать сброс мощности 50–60 МВт. Для защиты от этого в цепь питания подмагничивания включено реле напряжения РН, которое при потере питания размыкает цепь динамической катушки.

На клеммы 1 2 3 4 могут быть завсоедны дополнительные сигналы. Если эти выходы не используются, то клеммы 1–2 и 3–4 должны быть замкнуты перемычками. Питание БРФ происходит от сети переменного тока 220 В, 50 Гц через стабилизатор С 0,16, потребляемая мощность не более 40 Вт на холостом ходу и 120 Вт при срабатывании БРФ. Входной ток $0,51 \pm 10\%$ А при сопротивлении динамической катушки 140 Ом, что соответствует 3,2 неравномерности.

Длительность переднего фронта импульса t_1 на одну неравномерность не более 15 мс, на две неравномерности не более 25 мс (см. рис. 13.1б). Длительность импульса t_2 регулируется в пределах $(0,5 \div 0,9 \text{ с}) \pm 5\%$. Длительность заднего фронта импульса $t \approx 8 \pm 20\%$.

Конструктивно БРФ выполнен в виде встраиваемого прибора. Размещается БРФ в выростной панели БДУ Габаритные размеры 200×60×500 мм. В защитном металлическом корпусе размещается шасси, на котором смонтирована электрическая схема устройства и прикреплены цифровая панель.

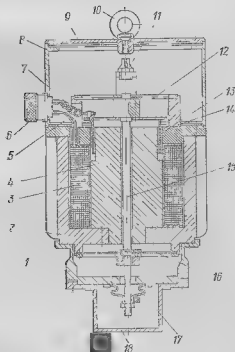


Рис. 13.2. Электромеханический преобразователь (ЭМП).

1 - обмотка индукции; 2 - корпус; 3 - обмотка подмагничивания; 4 - сердечник; 5 - выводы обмотки подмагничивания; 6 - штепсельный разъем; 7 - выводы динамической катушки; 8 - корпус; 9 - крышка; 10 - крышка; 11 - крышка; 12 - крышка; 13 - крышка; 14 - крышка; 15 - крышка; 16 - крышка; 17 - крышка.

Внешние соединения прибора осуществляются через разъем, размещенный на задней стенке корпуса.

При поступлении на БРФ сигнала формирователь вырабатывает импульсы на закрытие регулирующих клапанов. Сформированный импульс усиливается магнитным усилителем до амплитуды, соответствующей 3 неравномерностям, и реализуется через ЭМП. (Под 1-й неравномерностью понимается сигнал, подаваемый на обмотку ЭМП и вызывающий перемещение регулирующих клапанов из положения, соответствующего номинальной нагрузке, в положение, при котором турбина полностью сбросила нагрузку и переходит на холостой ход.) Сигнал в 3 неравномерности позволяет существенно увеличить быстроты и точности системы регулирования благодаря быстрой открытию дополнительных площадей для слива рабочей жидкости из линки 1-го усиления и как следствие форсированному закрытию клапанов.

Испытания блоков релейной форсировки, которые проходились на ряде электростанций, выявили высокую эффективность их применения. Так, например, анализ осциллограмм сброса нагрузки 275 МВт на Гривенновской ГРЭС показал, что сигнал на закрытие регулирующих клапанов турбины подается на 0,06 с раньше, прежде чем отключится выключатель генератора, а сброс частоты вращения при этом равен $2,96 \text{ с}^{-1}$.

Сбросы нагрузки в 100 МВт с включением БРФ и без него показали, что сброс частоты вращения без БРФ составляет $2,5 \text{ с}^{-1}$, при включенном же БРФ сброс составил $0,93 \text{ с}^{-1}$. Эффективность БРФ видна и из табл. 13.1, в

Таблица 13.1

Прирост частоты вращения ротора после сброса нагрузки при включенном и отключенном БРФ

Средняя нагрузка на турбину, МВт	Условия сброса	Частота вращения ротора до сброса нагрузки, с^{-1}	Частота вращения ротора после сброса нагрузки, с^{-1}	Прирост частоты вращения ротора, с^{-1}
100	С БРФ	50,11	50,88	0,77
100	Без БРФ	46,25	52,75	2,49
200	Без БРФ	45,78	53,78	4,0
267	С БРФ	49,81	52,43	2,62

которой приведены результаты сбросов нагрузки, проведенных на Криворожской ГРЭС.

Электромеханический преобразователь (рис. 13.2) предназначен для преобразования электрического сигнала в пропорциональное перемещение штока ЭМП, к которому помимо электромагнитной силы $F_{\text{эл}}$ приложена противодействующая сила $F_{\text{пр}}$, создаваемая механическими элементами — пружинами. Характеристики действующих и противодействующих сил подобраны таким образом, что ЭМП работает в пропорциональном режиме. Подвижная система ЭМП представляет собой колебательную систему, которая характеризуется собствен-

венной частотой f_0 и коэффициентом демпфирования ξ

По принципу действия электромеханический преобразователь электродинамический, т. е. силы, действующие на подвижный элемент, возникают в результате взаимодействия магнитного поля в зазоре с током подвижной катушки. По типу подвижного элемента с перемещаемой динамической катушкой, по направлению перемещения катушки перемещается перпендикулярно на правильно лентный магнитный полюс. ЭМП такого типа используют также устройства с изменяющейся площадью полюсов. По виду перемещения подвижной системы - с поступательным движением

Основные характеристики и параметры ЭМП:

Статическая характеристика зависимости перемещения якоря ЭМП от входного электрического сигнала

$$x = f(i), \quad (133)$$

где i - мгновенное значение тока, А; x - мгновенное значение перемещения штока, см

Силовая характеристика - зависимость электромагнитной силы, приложенной к катушке, от величины тока и перемещения

$$F_8 = f(i, x). \quad (134)$$

Максимальная электромагнитная сила при среднем (начальном) положении якоря электромагнитная сила, соответствующая максимальному входному сигналу. В частном случае она выражается

$$F = A_1 I_{\max}, \quad (135)$$

где A_1 - постоянная электромагнитической связи, В/см; $I_{\max}$ - максимальное значение постоянной составляющей тока, А.

Максимальная мощность управления - мощность, потребляемая ЭМП при максимальном входном сигнале и максимальном отклонении штока

$$P_{\max} = P_{\max R}, \quad (136)$$

где R - омическое сопротивление, Ом.

Электрическая постоянная пременн - отношение индуктивности обмотки динамической катушки при среднем (начальном) положении штока к активному сопротивлению обмотки

$$T = \frac{L}{R}, \quad (137)$$

где L - индуктивность, Гн.

Постоянная времени скоростной з. д. с.

$$T_v = \frac{A_0}{C_v R}, \quad (138)$$

где C_v - эквивалентная жесткость

Максимальный ход штока перемещение его x_1 при максимальном входном сигнале $I_{\max}$.

Собственная частота недемпфированных колебаний подвижной системы ЭМП

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_v}{m}}, \quad (139)$$

где m - масса подвижной части, кг.

Как отмечалось выше, работа ЭМП основана на взаимодействии тока, протекающего по обмотке динамической катушки 13, с постоянным магнитным полем. Постоянное магнитное поле создается в кольцевом воздушном зазоре с помощью магнитной системы, состоящей из магнитопровода 2, одновременно являющегося корпусом ЭМП, сердечника 4 и обмотки подмагничивания 3. Выводы обмотки подмагничивания 5 выполнены через штепсельный разъем 6, размещенный на обложке 8.

Управляющий сигнал через контакты штепсельного разъема 6 и гибкие соединительные выводы 7 поступает на динамическую катушку. В результате взаимодействия тока, протекающего через динамическую катушку, с постоянным магнитным полем в кольцевом воздушном зазоре, происходит ее перемещение (втягивание либо выталкивание из магнитной системы).

Направление движения динамической катушки зависит от полярности управляющего сигнала, а перемещение при неизменных параметрах напряженности магнитного поля в кольцевом зазоре пропорционально току, протекающему по обмотке катушки.

Для обеспечения надежной работы ЭМП динамическая катушка должна перемещаться в кольцевом воздушном зазоре без задеваний о магнитную систему при минимальных размерах кольцевого зазора. Минимальный зазор обеспечивает необходимую напряженность магнитного поля в кольцевом зазоре, а следовательно, и оптимальные силовые характеристики ЭМП

Центровка динамической катушки, закрепленной на штоке 15, осуществляется с помощью пазовых центрующих пружин 12 и 16, устанавливаемых в обойме 14 и корпусе 2. Пружины выполнены из листового фтористой бронзы, а пружинящие свойства на большие перемещения обеспечиваются благодаря профилированию пазов, выполненным по спирали Архимеда. Шток, динамическая катушка и центрующие пружины представляют собой колебательную систему. Все детали колебательной системы и обойма 14 выполнены из немагнитного материала.

Для предотвращения колебательной системы от механических повреждений, а также от попадания инородных тел в магнитную систему с одной стороны закрыты обоймой 8 и крышкой 9, а с другой выполнена герметизация штока с помощью резинового сальника 17

Основные технические характеристики ЭМП

Нечувствительность в районе пика (среднего положения штока)	Не хуже 3,3%
Допустимое перемещение штока вверх и среднего положения, мм	10
Допустимое перемещение штока вниз из среднего положения, мм	5
Усилие на штоке при токе динамической нагрузки 430 мА, Н	58,8
Мощность управления на 1 неравномерность, В·А	3,15
Время обработки сигнала в 1 неравномерность, с	0,025
Время обработки сигнала в 3 неравномерности, с	0,035
Реальная частота подвижной системы, Гц	16
Собственная частота подвижной системы, Гц	12
Температурная погрешность, %	7,7

При транспортировке ЭМП выход штока закрывают предохранительным стаканом 18.

Статическая характеристика нагруженного ЭМП может изменяться после соеденения штока ЭМП с помощью соединительной муфты с ГУ за счет сил сухого трения, гасирующихся с эквивалентной жесткостью, установленной в первом каскаде ГУ.

Следует отметить, что эффективным средством уменьшения сил сухого трения является прижим входного сегмента ГУ осциллирующей нагрузкой, а для ГУ, применяемых в качестве первого каскада, золотник с минимальным зазором, осциллирующий является необходимой предпосылкой нормальной работы, так как устраняет явление заклинивания. При этом для каждого типа ЭМП оптимальное значение осциллирующей нагрузки определяется экспериментальным путем. Основными параметрами осциллирующей составляющей является амплитуда, частота и форма осциллирующего напряжения. Давление частотой от 1 до 20 Гц.

ЭМП устанавливается на ГУ, а весь узел ЭПГ размещен на передней опоре турбины.

13.2. КОНТРОЛЬ ТЕПЛОМЕХАНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ТУРБИНЫ И ЕГО ЗАДАЧИ

Экономически целесообразное повышение начальных параметров пара (23,5 МПа и 540°С) обуславливает наличие высоких напряжений в деталях и отдельных элементах конструкции турбины. Для обеспечения максимальной экономичности осевые и особенно радиальные зазоры между вращающимися и неподвижными элементами проточной части в ряде случаев составляют десятки доли миллиметра. Возникает проблема контроля расчетных зазоров, которые должны сохраняться либо изменяться в допустимых пределах в зависимости от режимов работы турбины.

Особо важное значение приобретает контроль за тепловым состоянием турбины при нестационарных режимах работы в период пуска, нагружения и останова. Надежность работы турбины в нестационарных режимах оп-

ределяется двумя основными факторами — уровнем температурных напряжений в элементах турбины и величинами относительных расширений роторов.

Для удовлетворения требований защиты и контроля за работой управляемого дистанционно турбоагрегата разработана система контрольно-измерительных приборов, позволяющих осуществлять контроль и регистрацию основных параметров и механических величин. К числу основных параметров и механических величин, подлежащих контролю и вошедших в перечень рекомендаций по паровым турбинам и технические условия на паровые турбины Международной электротехнической комиссии (МЭК), относятся.

частота вращения ротора турбины,	с ⁻¹
нагрузка,	МВт и Бт
перемещение стопорных и регулирующих клапанов,	мм
давление рабочей жидкости системы регулирования,	МПа
температура металла опорных подшипников,	°C
температура металла упорных колец,	°C
осевое положение упорного гребня относительно корпуса подшипника,	мм
относительное расширение ротора и статора в любой из опасных точек,	мм
осевое расширение корпуса от фикс. пункта,	мм
частота вращения вала ротора,	с ⁻¹
вибрация ступицы подшипников или вала,	мм/с
температура пара, металла и разность температур осевно во время пуска или в переходных режимах,	°C

Указанная система включает в себя вторичную аппаратуру контроля и регистрации перечисленных параметров, а посредством контактных групп формируются команды на включение световых табло и аварийных сигналов, если таковые требуются.

Обеспечение оператора необходимой информацией тепломеханического состояния турбины, позволяющей вести контроль при управлении турбоагрегатом, предупреждение аварийных ситуаций, сокращение времени пуска составляют круг задач, решаемых с помощью средств контрольно-измерительной аппаратуры.

13.3. УСТАНОВКА КОНТРОЛЬНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ НА ТУРБИНЕ

Рассмотрим принципиальную схему, по которой производится установка контрольно-измерительных приборов, и кратко опишем основные измерения, позволяющие обеспечить эксплуатацию турбины в заданных режимах, экономичность, а главное высокую надежность и безопасность работы.

Все измерения можно условно разбить на три группы:

- эксплуатационные;
- технологические;
- механические.

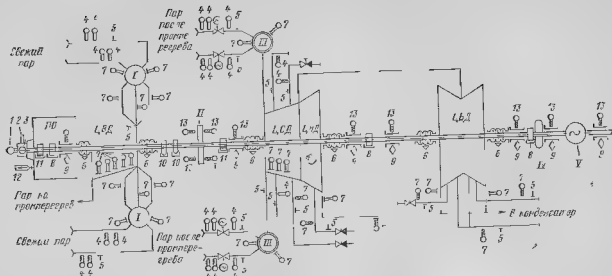


Рис. 133 Схема контроля турбины

7 блок температуростен. II вторичный подшипник, III блок автоматического управления IV валоповоротное устройство. 1 генератор, II передняя опора турбины, 3 измерение частоты вращения ротора турбины (тахометр), 2 — измерение частоты вращения ротора (датчик скорости), 3 — измерение частоты вращения (датчик скорости), 4 — измерение температуры пара, 5 — измерение давления, 6 — измерение температуры металла, 7 — измерение относительного расширения ротора, 8 — измерение вибрации подшипников, 9 — измерение осевого сдвига ротора, 10 — измерение эксцентриситета ротора, 11 — измерение абсолютного расширения корпуса турбины, 12 — измерение температуры баббита, 13 — измерение температуры подшипников.

Эксплуатационные измерения — замеры давления и температуры как свежего, так и вторичного перегретого пара, вакуума в конденсаторе, расхода тепловой и отпущаемой электроэнергии. Все эти измерения используются не только как самостоятельные контрольные величины, характеризующие экономичность турбоустановки, но и как исходные данные, необходимые для вычисления удельных расходов, коэффициентов полезного действия и т. д.

Технологические измерения замеры давления и температуры, которые косвенно характеризуют состояние отдельных узлов турбины либо целых систем, таких как система масляного питания, система регулирования по давлению в масляной системе и температуре масла на входе в подшипники можно судить об их работоспособности, по показаниям давления на маслоохладителях о необходимости их профилактики, а на фильтрах — о степени их загрязненности и т. д. Состояние системы регулирования оценивают по давлению рабочей жидкости в силовых и импульсных линиях.

Аналогично осуществляется контроль за работой регенеративной системы, определяется эффективность работы подогревателей, конденсата турбины и т. д.

Измерения механических величин, проводимые на турбине, составляют около 50% общего количества измерений ме-

ханических величин по блоку, к которому относятся:

Частота вращения ротора. Контроль частоты вращения ротора необходим в период прогресса либо охлаждения ротора на валоповороте, при выполнении пусковых и остановочных операций, контроле прохождения критических частот вращения, настройке автоматов безопасности, а также синхронизации генератора с сетью.

Эксцентриситет (искривление) вала ротора. Контроль эксцентриситета роторов необходим для оценки искривления, которые могут появляться из-за не равномерного прогрева при пуске либо охлаждения при остановках турбины. Искривления роторов, даже кратковременные, могут привести к повреждению уплотнений, а также явиться причиной повышенной вибрации турбины.

Относительное расширение ротора. Контроль за относительным расширением ротора позволяет косвенно определить осевые зазоры между вращающимися и неподвижными частями турбины во всех режимах работы и своевременно принять меры для предотвращения задеваний.

Осевое смещение ротора. Контроль за осевым смещением ротора позволяет определить смещение ротора относительно упорного подшипника. Осевое смещение ротора зависит от режима работы турбины и характеризует осевую нагрузку. Кроме того, осевой сдвиг позволяет

косвенно судить о степени заноса примесями водного теплоносителя проточной части турбины, что позволяет рассматривать осевой сдвиг и как технологическое измерение. Предусмотрена защита от недопустимого осевого сдвига.

Абсолютное расширение корпуса турбины характеризует тепловое расширение элементов конструкции турбины в осевом и радиальном направлениях. Наиболее важным из них является расширение в осевом направлении, поскольку оно достигает больших величин. При этом свободное расширение корпусов осуществляется относительно неподвижной точки за крепления, называемой фикс-пунктом.

Вибрация. Контроль за изменением величин, составляющих вибрацию подшипников турбины, проводится для обеспечения безопасности эксплуатации турбины. Массивные роторы турбины представляют собой сложную колебательную систему, подверженную воздействию высоких температур, вызывающих искривление роторов, а следовательно, смещение центров тяжести; воздействию через рабочие лопатки переменного поля скоростей рабочего тела; возмущения со стороны генератора и поэтому — все это требует постоянного контроля вибрации, а в случае превышения допустимых норм принятия срочных мер вплоть до останова турбины.

Прослушивание уплотнений позволяет осуществлять контроль за состоянием элементов концевых уплотнений и своевременно принимать меры в случае выявления повреждений гребешков уплотнений или заделаний, характеризующихся характерными шумами в диапазоне звуковых частот.

Схема контроля турбины К 300-240 приведена на рис. 13.3. Размещение датчиков на турбине осуществляется согласно чертежам установки контрольно-измерительных приборов, на которых указаны места установки, требования к механической обработке поверхностей металла в местах контакта с датчиком, пределы разреза и сечения, поясняющие способы крепления и фиксации датчиков.

Теплотехнический контроль турбины осуществляется приборами государственной системы промышленныи приборов и средств автоматизации (ГСП), а также нестандартной аппаратурой, поставляемой совместно с турбиной. Нестандартная аппаратура, входящая в комплектную поставку с турбиной, рассмотрена ниже.

13.1. ИЗМЕРЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ И ДАВЛЕНИЯ

Температурные измерения, проводимые на турбоустановке, основном и вспомогательном оборудовании, отличаются многообразием и

имеют целью способствовать снижению опасности термоусталостной повреждаемости элементов турбины; повышению эффективности эксплуатации за счет сведения к минимуму отклонений условий работы турбоагрегата от расчетных. При этом учитываются не только те отклонения, которые вызывают немедленный выход оборудования из строя (к приме ру выплавление баббитовой заливки колодоу угорного подшипника, ведущее к недопустимому осевому сдвигу), но и отклонения, которые в условиях частых пусков и остановов турбины накапливаются и могут привести к усталостному разрушению материала.

Кроме рациональной структуры и правильного подбора методов и средств температурного контроля, необходимо обеспечить оптимальные формы и качество отображения поступающей информации.

В системах температурного контроля турбоустановки информация представляется оператору с помощью шкальных показывающих приборов, шкальных показывающих и самопишущих приборов. Широкое распространение получили мнемосхемы и мнемотабло, раскладываемые на ште в поле зрения оператора.

На рис. 13.4, а приведен эскиз установки термомар для контроля температуры металла стенок клапанов парораспределения ЦВД, а также стенок наружного корпуса ЦВД и ЦСД. Термомары устанавливаются симметрично на верхней и нижней половинах цилиндра, при этом на ЦВД в трех сечениях, а на ЦСД в двух сечениях. Такая расстановка термомар позволяет производить измерение не только абсолютных значений температур, но и их разностей, представляющих особый интерес.

Надежный контакт термомары с поверхностью металла, температура которого измеряется, обеспечивается надлежащей чистотой поверхности соприкосновения и усиленнымжатой пружиной 13, для чего торцевая поверхность А термомар (рис. 13.4) пригоняется к поверхности металла по краске. Контакт должен быть обеспечен не менее чем на 90% контактной поверхности. После подгонки краски удаляется, а соприкасающиеся поверхности тщательно обрабатываются обезжиривающим составом.

Двухкорпусная конструкция цилиндров высокого и среднего давления существенно упрощает задачу замера температуры внутри него корпуса ЦВД и ЦСД не только с точки зрения сложности технологии установки термомар при монтаже, но и обеспечения контакта рабочей поверхности термомары с металлом, высокой надежности ее работы в тяжелых условиях длительной эксплуатации. Термомар

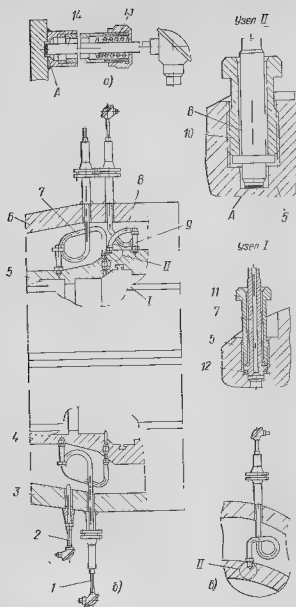


Рис. 13.4. Установка приборов контроля температуры и давления.

а) термометры контроля температуры металла стенок выходящего блока парораспределения, наружного корпуса ЦВД и ЦСД; б) датчики температуры металла, пара и давления в корпусе ЦВД, в) датчики температуры металла, пара и давления в корпусе ЦСД, г) датчики температуры пара в камере регулирующей ступени ЦВД, 2 — то же в межкорпусном пространстве ЦВД, 3 — наружный корпус ЦВД (шланги поковки); 4 — внутренний корпус ЦВД (шланги поковки); 5 — то же (вертикальный шланг); 6 — наружный корпус ЦВД (вертикальный шланг); 7 — устройство для измерения давления пара в камере регулирующей ступени ЦВД, 8 — термометр для измерения температуры металла внутреннего корпуса ЦВД, 9 — держатель, 10, 11 — болты с гайками, 12 — пружина, 13 — пружина прижимная, 14 — термометр ХА.

ры подвержены воздействию вибрации, омываются потоком пара в межкорпусном пространстве, испытывают дополнительные нагрузки при различных деформациях паружного и внутреннего корпусов.

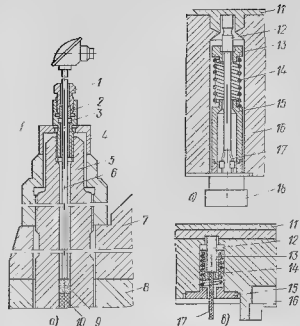


Рис. 13.5. Контроль температуры металла ЦВД (а); установка палитровых термометров сопротивления ТСП-364 во выходящих опорного подшипника (б) и опорного подшипника (в).

1 — штуцер, 2 — термопара, 3 — уплотнение, 4 — стержень, 5 — шланг; 6 — термометр; 7, 8 — фланцы ЦВД; 9 — медная трубка; 10 — выходящий опорный подшипник, 11 — болты; 12 — термометр сопротивления; 13 — трубка шланга, 14 — пружина; 15 — втулка латуны, 16 — вала опорного подшипника, 17 — выход ТСП, 18 — выходящий шланг.

На рис. 13.4, б показана установка группы датчиков для замера температуры металла, пара и давления пара. С помощью термометра 8 измеряется температура металла внутреннего корпуса ЦВД. Термометр изготавливается заводом и поставляется вместе с турбиной. Габаритные размеры указанной термометры: 1100 мм по высоте и 320 мм по ширине после. Наличие петли позволяет скомпенсировать все температурные расширения не только самой термометры, но и взаимные смещения наружного и внутреннего корпусов.

Для предотвращения проворота термометры, который может привести к нарушению контакта рабочей поверхности термометры с поверхностью корпуса, термометр в пространстве фиксируется с помощью держателя 9. Контроль температуры пара в камере регулирующей ступени осуществляется термометром 1. С помощью термометра 2 производится замер температуры пара в межкорпусном пространстве ЦВД. Отбор для замера давления в камере регулирующей ступени осуществляется с помощью устройства 7, представляющего собой импультную трубку.

На рис. 13.4, в приведен эскиз установки термометры для замера температуры металла внутреннего корпуса ЦСД.

Замер температуры шпилек наружного корпуса ЦВД и ЦСД осуществляется термометрами ТХА-146 с глубиной погружения 1260 мм. Термометры устанавливаются в осевых отверстиях, выполненных в шпильках. Шпильки с термометрами устанавливают симметрично с левой и правой сторон ЦВД и ЦСД. Эскиз установки термометров приведен на рис. 13.5, а.

Контроль температуры баббита подшипников осуществляется платиновыми термометрами сопротивления ТСП 309. Эскиз установки термометров сопротивления в колодцах упорного подшипника приведен на рис. 13.5, б. Контроль температуры осуществляется в восьми колодцах упорного подшипника, т. е. по четыре точки замера температуры со стороны регулятора и генератора.

В оловянных подшипниках (их пять) установлено по одному термометру сопротивления. Эскиз установки ТСП-309 в оловяном подшипнике приведен на рис. 13.5, в. Выводы термометра сопротивления выполнены при помощи ПТЛЗ 200 сечением 0,35 мм².

Контроль температуры стенок перепускных труб от блоков парисредств к паровой выпускной части ЦВД осуществляется поверхностными термометрами. Термометры устанавливаются в специальных отверстиях, после чего зачеканиваются.

На турбинах К-300 240 для измерения давления применены технические образцовые манометры ОБМ-100, мановакуумметры ОБМВ-100, контактные манометры. Для дистанционной передачи показаний величин давления применяют манометрические датчики с электродистанционной передачей типа МЭД соответствующих модификаций.

13.5. ИЗМЕРИТЕЛЬ ЭКСЦЕНТРИСИТЕТА РОТОРА

Измеритель эксцентриситета ротора предназначен для непрерывного контроля прогиба ротора путем измерения биения его свободного конца при пусках и остановках турбины.

На турбине К-300-240 установлены два экземпляра измерителя эксцентриситета, измеряющие биения роторов цилиндра высокого и среднего давления. Пределы измерений от 0 до 0,2 мм. Схема расположения датчиков измерителя эксцентриситета ротора приведена на рис. 13.6, а.

На рис. 13.6, б приведена блок-схема устройства для измерения эксцентриситета, где указаны индуктивные трансформаторные датчики 1, 2 и электронный блок, состоящий из измерительной части и генератора. Генератор частотой 500 Гц, являющийся источником питания датчиков, представляет собой ламповый генератор звуковой частоты. Примененные

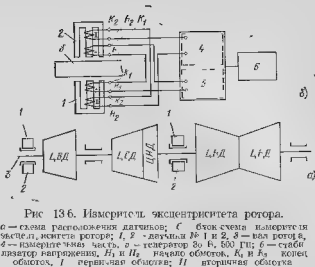


Рис. 13.6. Измеритель эксцентриситета ротора.

а — схема расположения датчиков; б — блок-схема измерителя эксцентриситета ротора; 1, 2 — датчики МЭ-1 и МЭ-2 на валу ротора, 3 — измерительная часть, 4 — усилитель 30 В, 500 Гц; 5 — стабилизатор напряжения, 6 — начало обмотки, 7 — конец обмотки, 8 — первичная обмотка, 9 — вторичная обмотка.

повышенной частоты позволяет производить измерения эксцентриситета ротора в широком диапазоне частоты вращения и одновременно повышать помехозащищенность от наводок, искажающих показания прибора. Питание устройства осуществляется от сети переменного тока через стабилизатор напряжения 6.

Принцип работы измерителя эксцентриситета основан на измерении воздушного зазора между сердечниками датчиков 1 и 2 и валом ротора 3. При наличии эксцентриситета зазор изменяется с частотой, пропорциональной частоте вращения ротора. Для увеличения чувствительности устройства последние комплектуются двумя датчиками, установленными диаметрально противоположно в горизонтальной плоскости по обе стороны ротора и включенными по дифференциально-трансформаторной схеме.

На вторичных обмотках (рис. 13.6, б) датчиков 1 и 2 формируется сигнал несущей частоты, модулированный частотой биений

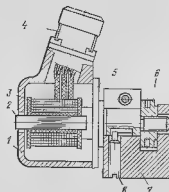


Рис. 13.7. Датчик измерителя эксцентриситета ротора. 1 — крышка; 2 — сердечник; 3 — катушка; 4 — индуктивный датчик; 5 — катушка; 6 — гайка; 7 — винт; 8 — фиксатор.

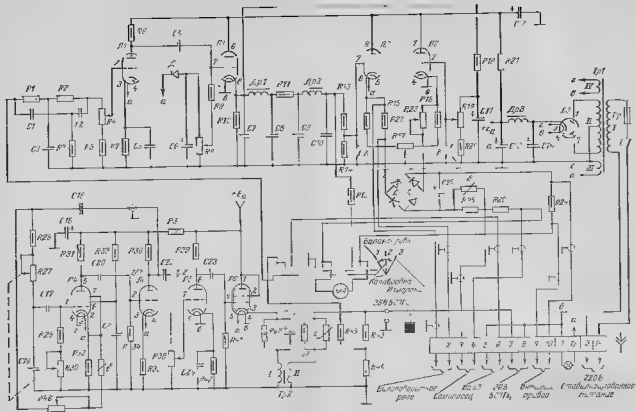


Рис. 13.7а Принципиальная схема электронного блока измерителя эксцентриситета ротора

вала ротора, с амплитудой модуляции, пропорциональной эксцентриситету.

Датчик эксцентриситета приведен на рис. 13.7. На среднем керне Ш-образного литцованного из электротехнической стали Э44 сердечника 2 размещена катушка 3 с двумя изолированными друг от друга обмотками. Обмотка по 2600 витков каждая наматывается проводом ПЭВ-2 диаметром 0,1 мм.

Крышка датчика 1 изготовлена из пластмассы, кронштейн 5 и корпус датчика 7 — из немагнитного материала (латунь ЛС59-1).

Для предохранения обмоток от воздействия обводненного масла, находящегося в местах установок датчиков, после сборки датчик заливается компаундом эпоксидной смолы. Выходы обмоток датчика выполнены через гнездовой разъем 4. Установка рабочего зазора между датчиком и валом осуществляется с помощью 6.

Схема установки датчиков на турбине приведена на рис. 13.3 и 13.6. Датчики устанавливаются на специальных площадках и крепятся двумя болтами со стопорными шайбами. Установка датчиков производится в соответствии с требованиями паспорта на устройство. Указанные в паспорте зазоры должны быть выполнены с точностью $\pm 0,05$ мм.

Электрические соединения от разъемов датчиков до клеммной коробки турбины выполняются неэкранированным масляостойким проводом в отдельной трубе, а от клеммной коробки турбины до электронного блока одножильным экранированным проводом сечением 0,75—2,0 мм².

Электронный блок, состоящий из источника питания датчиков генератора синусоидальных колебаний частотой 500 Гц, усилителя, диодного вольтметра и источника питания устройства, вычислен в корпусе щитового прибора, на передней панели которого установлено показывающий прибор. Шкала прибора проградуирована в миллиметрах. Электронный блок устанавливается на блочном или местном щите управления. При установке на местном щите управления на блочный щит вывешивается дополнительный показывающий прибор (миллиамперметр), градуированный в тех же делениях.

На рис. 13.7а приведена электрическая принципиальная схема электронного блока измерителя эксцентриситета.

Монтаж электронного блока выполнен на вертикальном выдвижном ящике, к которому крепятся печатная плата, панель управления, дисковод и источник питания.

На печатной плате размещаются радиолампы, резисторы, конденсаторы и т. п. На панели управления установлены резисторы с переменным сопротивлением, тумблер включения прибора, переключатель рода работ и кнопки. На лицевой панели установлены показывающий прибор, сигнальная лампа и предохранитель. Блок питания устройства размещен в задней части шасси. Штепсельный разъем для внешних соединений прибора установлен на задней стенке корпуса. Электрические соединения всех узлов, размещенных на шасси, с разъемом выполнены посредством жгута. Жгут укреплен на металлической изолированной спиральной пружине, один конец которой вместе с жгутом крепится к корпусу, а второй — к крышке шасси прибора. Такое исполнение жгута позволяет выдвинуть шасси из корпуса прибора практически на всю длину до упора. При этом не нарушается работоспособность прибора и обеспечивается удобство при наладке и выполнении регламентных работ на приборе.

Питание устройства осуществляется стабилизированным напряжением 127 В, 50 Гц от внешнего феррорезонансного стабилизатора.

13.6. УСТРОЙСТВО КОНТРОЛЯ ОТНОСИТЕЛЬНОГО РАСТЯЖЕНИЯ РОТОРА ТУРБИНЫ

Устройство контроля относительного растяжения ротора относительно корпуса турбины (ОРР) предназначено для индикации и записи величин растяжения, а также автоматической сигнализации при достижении предельных величин растяжения. На турбине установлены три комплекта устройства контроля ОРР.

Следует отметить, что в процессе поставок турбин проводились работы по модернизации устройства. За весь период выпуска серия турбин К 300-240 оснащена тремя модификациями устройства ОРР. Остановимся кратко на первых двух модификациях ОРР, и подробно рассмотрим третье. В комплект устройства входят датчик и панель ОРР.

На рис. 138 приведены принципиальные схемы контроля относительного растяжения ротора, смонтированные на панелях ОРР. Рассмотрим модификацию ОРР двустороннего действия. Принципиальная схема ОРР двустороннего действия приведена на рис. 138,а

Сущность, данной схемы является наличие на клеммах двух пар вторичных обмоток, причем обмотки имеют противоположное число витков, т. е. при разных исходных зазорах между гребнем и крайним выступом на выходе обмоток датчика не равны нулю, что обеспечивает чувствительность схемы к направлению смещения ротора.

Таким образом, при смещении ротора в одну сторону разность напряжений на выходе одной пары обмоток будет увеличиваться, а на другой — уменьшаться, в при-

соединении в другую сторону все произойдет наоборот. Подвижный датчик дифференциально трансформаторного типа ДОРР представляет собой Ш образный сердечник, набранный из листов электротехнической стали марки 3-41.

На среднем укороченном ядре размещена первичная обмотка, питаемая от показывающего трансформатора на 220/24 В мощностью 50 В·А. Устройство питается от стабилизатора напряжения. Вторичные обмотки (их четыре) расположены на крайних частях датчика и включены попарно встречно. Гребень вала, входящий во внутреннюю полость датчика, замыкает магнитную цепь датчика через воздушные зазоры. При смещении ротора зазоры между крайними кернами и гребнем одновременно изменяются на одну и ту же величину, при этом разветвленными магнитными потоками во вторичных обмотках индуцируется э. д. с., пропорциональная величине смещения. Каждая пара обмоток имеет наведенные э. д. с. с частотой, в которые включены реле РКН-1, РКН-2.

Разность напряжений, индуцируемых во вторичных обмотках датчика парами реле, выпрямляется диодным мостом Д1-Д4, в диагональ которого включена обмотка реле РКН-1. Поскольку телефонные реле типа РКН не имеют устройства для регулирования напряжения срабатывания, последовательно с реле включен резистор с переменным сопротивлением.

Разность напряжений второй пары реле выпрямляется Д5-Д8 поступает на контакты обмотки реле РКН-2, резисторы R2, R4, показывающий прибор М 325. С резистора R4 снимается сигнал на регистрирующий прибор типа РСР, ЭПСМ-40 2,5 20, установленный на панели регистрирующей ВШ.

Вторым модификация ОРР во принципе действия является односторонней и отличается тем, что в ней использован датчик меньшей длиной с одной парой вторичных обмоток (см. рис. 138,б) вместо двух в ранее рассмотренном устройстве. Поскольку основным недостатком рассмотренной схемы с точки зрения надежности устройства является применение телефонных реле, в данной схеме применены реле напряжения типа ШБ24/М34, что позволяет настраивать их на разные установки, сформировать предупредительный и аварийный сигналы.

К особенностям схемы следует отнести использование фазовоувствительного выпрямителя, гармонизу которого является контроль показывающий прибор М 325. Как и в предыдущей схеме, предусмотрена цепочка формирования сигнала на регистрирующий прибор. Потребляемая мощность устройства порядка 40 В·А.

Остановимся подробно на третьей модификации ОРР. На турбине установлено три комплекта устройства двустороннего ОРР. В комплект устройства входит датчик ОРР вторичный прибор ИВФС1 (см. рис. 38,б).

Датчик устанавливается в картере подшипников и имеет три вывода: высшего давления — датчик ОРРВД, среднего давления — датчик ОРРВД, низкого давления — датчик ОРРВД. Все три датчика одинаковы.

На соединительной части муфты и на муфту терматора выполнены три пары датчиков ОРР. Три вторичных прибора ВФС устанавливаются на соединительной части.

Принцип действия устройств ОРР основан на компенсационном методе измерения с компенсацией несбалансированности цепи датчиков. Один из датчиков измерительный ОРР устанавливается на турбине, второй компенсационный (КД) размещен во вторичном приборе ВФС.

Первичная обмотка W, датчика ОРР соединена последовательно с обмоткой возбуждения W₀ компенсирующего датчика, представляющего собой ферродинамический датчик типа ПФ2. Первичные обмотки питаются от трансформатора ТР напряжением 26 В, частотой 50 Гц и обтекаются общим током. Вторичные обмотки датчика ОРР (W₁ и W₂) соединены между собой с обмот-

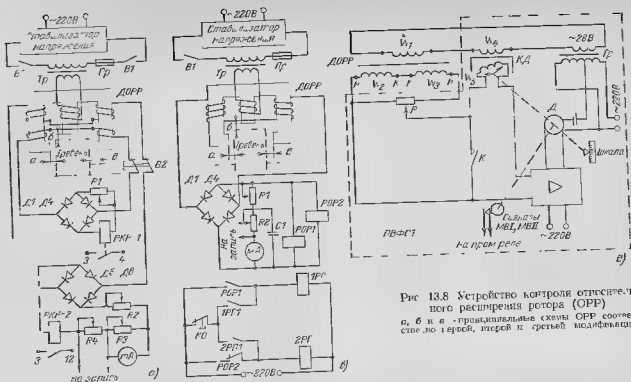


Рис. 13.8 Устройство контроля относительного расширения ротора (ОРР)

а, б и в - три модифицированные схемы ОРР соответственно первой, второй и третьей модификации

но и последовательно с компенсационной обмоткой W_2 , разнесенной так, чтобы компенсировать заточка КД.

Схема работает следующим образом. Если гребень востра находится в среднем положении, то ч. д. с. на волю (или во вторичных обмотках датчиков ОРР, взаимно-компенсируются и выходное напряжение равно нулю. При изменении геометрических размеров ротора под действием температурных перепадов гребень смещается в одну или другую сторону, вызывая разбаланс схемы. Появившиеся напряжения разбаланса ч. д. разность напряжений последовательно включенных вторичных обмоток W_2 . В датчике ОРР и напряжения в шунтирующей обмотке W_4 подается на вход фазочувствительного усилителя напряжения промышленной частоты.

Фазовая чувствительность усилителя обеспечивается цепью с частотой, который является пульсирующим напряжением. Нагрузкой усилителя является управляющая обмотка реверсивного двигателя. Осц двигателя через инвертируемую схему связана со стрелой показывающего и регистрирующего прибора, а также с реле КР на которой намотана компенсирующая обмотка W_2 .

Ротор двигателя поворачивается до тех пор, пока вращение на обмотке W_2 не выведет ст. угла поворота ротора, не компенсирует напряжение вторичных обмоток W_2 . В датчике ОРР. Двигатель прибора реверсивного Ренерс двигателя обеспечивает подачу соответствующего напряжения соответствующей фазы с фазочувствительного усилителя на управляющую обмотку последнего. Величина перемещения гребня ротора отсчитывается при этом по шкале прибора.

Датчик ОРР по принципу действия индуктивный. Изменение индуктивности обмоток происходит при осевом перемещении гребня ротора, вызывающем изменение величин зазоров а и б (см. рис. 13.8, а и б).

Общий вид индуктивного датчика приведен на рис. 13.9, а. Магнитопровод датчика представляет Ш-образный шихтованный сердечник 3 из пластин электротехнической стали с установленными на нем катушка-

ми 1, 2 и 4. Магнитопровод укреплен в корпусе, выполненном из немагнитного материала. Корпус состоит из основания 8 и крышки 6. Для защиты обмоток от воздействия обводненного турбинного масла датчик заливают эпоксидным компаундом. Первичная обмотка датчика W_1 , содержащая 600 витков провода ПЭТВ 2 сечением 0,41 мм, выполнена на катушке 2 и расположена на среднем стержне сердечника 3.

Две вторичные обмотки W_2 и W_4 , содержащие по 1200 витков каждая провода ПЭТВ-2 сечением 0,18 мм, выполнены на катушках 1 и 4 и расположены на боковых стержнях сердечника. Вторичные обмотки соединены встречно. Выводы обмоток выполнены через индивидуальный разъем 7 и посредством термо-, влаго- и маслостойкого кабеля выведены на клеммную коробку турбины.

На турбине датчик устанавливается в специальном приспособлении (рис. 13.9, б). Приспособление позволяет имитировать относительное расширение ротора на стоящей машине перемещением датчика 13 относительно гребня 14 вдоль осц ротора при испытаниях и настройках ОРР. Установка датчиков производится с соблюдением зазоров, указанных в паспорте устройства. При этом ротор должен быть прижат к колодам упорного подшипника со стороны генератора.

После проверки вращением маховика указателя 10 (рис. 13.9, б), выведенного наружу, производится установка датчика в исходное

положение. Для предотвращения касания датчиком гребня предусмотрены регулировочные упоры 11 и 12, ограничивающие осевые смещения датчика.

В качестве вторичного устройства применен прибор вывода информации с ферродинамическим компенсатором, самопишущий, показывающий типа ВФС*.

Прибор позволяет производить визуальный отсчет величины относительного расширения ротора по шкале прибора, а также производить непрерывную запись в прямо угловых координатах на диаграммной ленте с шириной поля записи 100 мм. Комплект прибора с датчиком является устройством контроля, регистрации и сигнализации. Класс точности прибора по записи 1, по показаниям 0,6.

Для согласования работы датчиков ОРР с компенсационным ферродинамическим преобразователем в прибор ВФС внесено изменение, заключающееся в установке переменного сопротивления 10 кОм (см. рис. 13.8,б) типа ППЗ. Кроме того, выходное и рабочее лекала прибора и шкалу заменяют специально изготовленными для данного устройства. На шкале буквами Р и Г обозначено направление расширения ротора соответственно в сторону регулятора Р и в сторону генератора Г. Буква К означает положение стрелки при контроле прибора.

Для питания прибора первичный обмоток измерительного и компенсирующего датчиков в приборе предусмотрен трансформатор. Для выбора напряжения питания на задней стенке прибора установлена специальная колодка. Вышние соединения прибора осуществляются через три разъема.

Для проверки работоспособности прибора предусмотрен тумблер К «Контроль», при замыкании которого стрелка должна устанавливаться на контрольный К шкалы прибора.

Сигнализация о достижении предельных значений относительных расширений осуществляется с помощью системы, сигнализирующей «Расширение ротора велико», «Ускорение ротора велико».

Корпус предназначен для щитового монтажа, что позволяет устанавливать прибор в специальном вырезе на панели блочного щита управления. Эксплуатация устройства, порядок проверки и настройки производится в соответствии с действующей инструкцией на устройство контроля относительного расширения ротора турбины.

* В настоящее время прибор ВФС модернизирован и используется совместно с прибором ПРФС1.

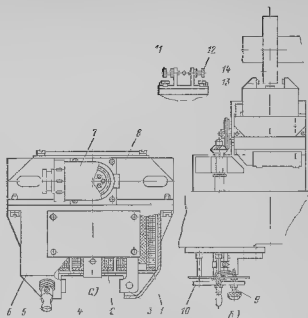


Рис. 13.9. Датчик ОРР

а — общий вид, б — присоединение установки датчика к турбине, 1 — катушка вторичной обмотки (В₂), 2 — то же (В₁), 3 — магнитный ревод, 4 — катушка первичной обмотки (В₁), 5 — шкала для установки индикатора часового типа при установке датчика, 6 — крышка, 7 — ленточный датчик, 8 — осемерные, 9 — стопор, 10 — выключок, 11, 12 — регулировочные упоры, 13 — датчик ОРР в шестопедали, 14 — гребень ротора

13.7. УСТРОЙСТВО КОНТРОЛЯ ОСЕВОГО СДВИГА РОТОРА

Положение ротора турбины по отношению к корпусу фиксируется упорными подшипниками, воспринимающими осевую нагрузку при работе турбины. Осевая нагрузка создается паровым усилием, действующим на ротор. Упорные подшипники рассчитаны на эту нагрузку. Однако в результате заноса проточной части турбины примесей водного теплоносителя, гидравлических ударов либо перегрузки турбины возможно возрастание нагрузки сверх расчетной. При чрезмерном возрастании осевой нагрузки либо отключении от расчетных режимов работы подшипников возможно выплавление бабитовой заливки колодок упорных подшипников. (Под отключением от расчетных режимов работы подшипников понимается недостаточная подача масла, высокая температура, загрязнение масла). Процесс выплавления баббита шквортеп и составляет несколько секунд. За это же время происходит осевой сдвиг. Недопустимый осевой сдвиг (т. е. осевое смещение ротора относительно статора, при котором полностью выбирается осевая зазор ступеней) на работающей турбине ведет к тяжелым последствиям. Для обеспечения надежного контроля за положением ротора в упорном подшипнике на турбине установлено устройство контроля и ре-

гистрации осевого сдвига ротора турбины (ОСР).

Устройство ОСР турбины предназначено для измерения, регистрации осевого положения ротора, предупредительной и аварийной сигнализации, а также формирования сигнала в систему защиты турбины при недопустимом осевом сдвиге. В комплект устройства входят: индуктивный датчик трансформаторного типа; панель осевого сдвига; устройство для перемещения датчика; показывающий прибор; миллиамперметр М325 со шкалой, отградуированной при настройке в долях миллиметра.

Поскольку схемы контроля осевого сдвига и относительного расширения идентичны и отличаются только диапазоном измерений и обмоточными данными, то в данном параграфе рассмотрены особенности и уточнены технические характеристики устройства. Из-за особой важности защиты турбины при недопустимом осевом сдвиге более подробно рассмотрена схема защиты.

Техническая характеристика устройства

Напряжение питания устройства, В, στα	220
Облицовочное	50
Частота сети, Гц	50
Потребляемая мощность, В·А	40
Максимальный предел измерения осевого сдвига ротора, мм	$\pm 12 \pm 0,12$

Датчик устройства конструктивно аналогичен ранее рассмотренному в устройстве ОРР, но первичная обмотка выполнена проводом ПЭВ-2 диаметром 0,9 мм, состоит из одной катушки и содержит 400 витков. Вторичная обмотка состоит из двух катушек, выполнена проводом ПЭВ-2 диаметром 0,25 мм. В каждой катушке по 1000 витков провода.

Датчик на турбине устанавливается в специальном приспособлении, позволяющем перемещать датчик при настройке вдоль оси ротора. Приспособление аналогично ранее рассмотренному в устройстве ОРР.

Панель ОСР представляет собой гетинаксовое основание, на котором смонтированы элементы схемы^а, приведенной на рис. 13.10, а. Принцип работы схемы аналогичен ранее описанной. Как видно из схемы, вторичная обмотка датчика питает две системы.

Первая из систем предназначена для измерения фактического значения осевого сдвига и формирования сигнала на регистрирующий прибор. Схема представляет собой мост фазочувствительного выпрямителя, в одну из диагоналей которого подается напряжение от вторичной обмотки питающего трансформатора, а в другую диагональ включены показывающий прибор и резисторы с переменным со-

^а Следует отметить, что устройства ОСР прошли модернизацию аналогичную устройствам ОРР.

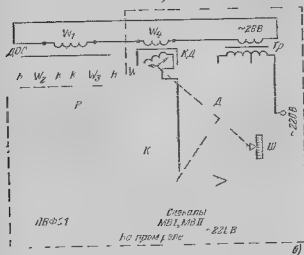
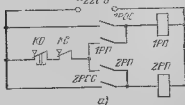
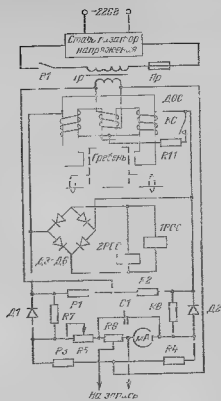


Рис. 13.10 Устройство контроля осевого сдвига ротора (ОСР).

а — принципиальная схема ОСР второй модификации б — принципиальная схема ОСР третьей модификации с использованием ПВ-С1.

противлением R_b и R_0 . В качестве показывающего прибора применен миллиамперметр с пределами измерения 1 0 1 мА. Шкала прибора выполнена двусторонней.

Нуль шкалы прибора соответствует положению ротора, прижатого к нерабочим колодкам упорного подшипника. Отклонение стрелки прибора влево от нуля указывает на износ нерабочих колодок, а вправо — на износ рабочих колодок.

Регулировка чувствительности показывающего прибора и уровня сигнала на регистрирующий прибор осуществляется с помощью резисторов с переменным сопротивлением R_b и R_0 .

Вторая система представляет собой схему предупредительной сигнализации и защиты по осевому сдвигу, включающую в себя кроме реле осевого сдвига $1POC$ и $2POC$ промежуточные реле $1PP$ и $2PP$. При срабатывании реле осевого сдвига $1POC$ или $2POC$ срабатывают соответственно реле $1PP$ или $2PP$ и с целью разгрузки контактов POC реле PP переходит на самоудерживание.

В качестве $1POC$ и $2POC$ применены два одинаковых реле напряжения, конструкция которых позволяет менять уставку срабатывания реле. Реле $1POC$ используется для предупредительной сигнализации и настраивается таким образом, чтобы при смещении ротора как в сторону регулятора, так и в сторону генератора на 0,7 мм реле срабатывало.

При срабатывании $1POC$ включается $1PP$, переходящее на самоудерживание, и своими замыкающимися контактами формирует предупредительный сигнал «Осевой сдвиг велик».

Реле $2POC$ используется для формирования сигнала в систему защиты и настраивается таким образом, чтобы при смещении ротора как в сторону регулятора, так и в сторону генератора на 1,1 мм реле срабатывало.

При срабатывании $2POC$ включается $2PP$, переходящее на самоудерживание, и своими замыкающимися контактами формирует команду в систему защиты, действующую на останова турбины и блока, а также включает сигнализацию «Осевой сдвиг велик».

Схема предусматривает периодическое опробование всего комплекса аппаратуры в процессе эксплуатации, для чего на пульте БЩУ под показывающим прибором осевого сдвига ротора установлен ключ с самовозвратом.

При повороте ключа KC формируются цепи опробования следующим образом: одна группа контактов разрывает цепь защиты и дублирует реле PP , вторая — шунтирует резистором R_0 одну из вторичных обмоток датчика, вызывая значительный разбаланс схемы. Отклонение стрелки показывающего прибора и срабатывание предупредительной и аварий-

ной сигнализации свидетельствует об исправности устройства.

В настоящее время турбины К 300-240 оснащаются устройством контроля осевого сдвига ротора ОСР-3 третьей модификации. В комплект устройства входят индуктивный датчик дифференциально-трансформаторного типа, приспособление для установки датчика, прибор ПВФС1, панель ОСР-3, комплект технической документации.

Измерение и регистрация осевого сдвига ротора, предупредительная сигнализация и формирование нормированного выходного сигнала 1—0—1 В, 50 Гц осуществляются вторичным прибором ПВФС1. Шкала прибора проградуирована в миллиметрах.

Предварительная сигнализация осуществляется с помощью сигнальной системы прибора ПВФС1, один из контактов сигнальной системы предназначен для сигнализации «Осевой сдвиг ротора в сторону регулятора велик», другой — для сигнализации «Осевой сдвиг в сторону генератора велик».

По принципу действия конструкции датчика, схемам подключения к прибору ПВФС1 устройство ОСР-3 аналогично ранее описанному устройству ОРР (схему устройства см на рис. 13.10,б).

Питание устройства осуществляется от сети 220 В, 50 Гц, потребляемая мощность не превышает 110 В · А.

Управление электромагнитом защиты турбины от недопустимого осевого сдвига ротора осуществляется от контактов реле панели ОСР-3. На панели устройства расположено бесконтактное поляризованное реле (БПР), выполненное на магнитном усилителе ТУМА-11. Устройство имеет два устойчивых состояния. В качестве нагрузки БПР используется электромагнитное реле ПЭ-21 на рабочее напряжение 12 В постоянного тока.

При номинальном осевом положении ротора напряжение сигнала от датчика всегда меньше установленного значения порога срабатывания БПР, при этом индуктивное сопротивление рабочих обмоток магнитного усилителя велико и ток, протекающий по управляющей обмотке, размагничивает сердечник магнитного усилителя, а ток в катушке электромагнитного реле, управляющего электромагнитом защиты, мал электромагнит находится в взведенном состоянии.

При перемещении ротора в осевом направлении напряжение сигнала от датчика растет и при достижении уровня срабатывания бесконтактного поляризованного реле индуктивное сопротивление рабочих обмоток магнитного усилителя становится мало, а ток в катушке электромагнитного реле резко увеличивается. Реле срабатывает и своими контак-

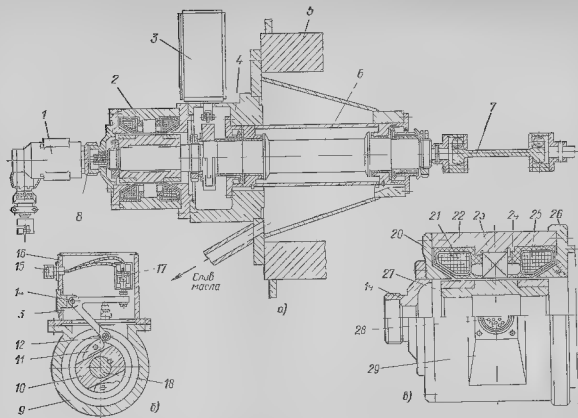


Рис. 13.11 Узел установки датчика скорости (ДС), сигнализатора вращения ротора на валовом вращении и тахометра. а — узел в сборе; б — сигнализатор вращения; в — датчик скорости; 1 — тахометр; 2 — ДС; 3 — сигнализатор вращения; 4 — корпус, 5 — переносная опора турбины; 6 — вал; 7 — шаровая муфта; 8 — винтовая гайка; 9 — корпус сигнала; 10 — корпус сигнала; 11 — корпус; 12 — подшипник; 13 — рычаг; 14 — ось рычага; 15 — штифтовый разъем; 16 — корпус; 17 — корпус; 18 — корпус; 19 — крышка ДС; 20, 25 — фланец; 21, 22 — катушки возбуждения; 23 — корпус ДС; 24 — статор; 25 — обмотка статора; 26 — ротор; 27 — штифтовый разъем; 28 — корпус; 29 — корпус

тами замыкает цепь управления электромагнитом защиты — турбина идет на останов.

Панель ОСР-3 представляет собой плату из гетинакса, на которой смонтированы элементы схемы БПР. Питание панели осуществляется от сети.

Монтаж, наладка и эксплуатация устройства осуществляются согласно действующим инструкциям.

13.8. КОНТРОЛЬ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ РОТОРА

Начиная с момента голча турбины необходимо обеспечить контроль частоты вращения ротора. Измерение частоты вращения особенно важно в период разворота турбины, а также при сбросах нагрузки и переходе на холостой ход. Приборы измерения частоты вращения должны обеспечить дистанционный контроль во всем диапазоне возможных частот вращения, сигнализацию и регистрацию ее при превышении сверх допустимой.

В зависимости от назначения устройств на турбинах К-300 240 предусмотрены следующие средства измерения и контроля частоты

вращения ротора: датчик скорости; тахометр ТЭ 4т с датчиком ДТЭ-9г; сигнализатор вращения.

Датчик скорости (ДС) предназначен для формирования электрического сигнала, пропорционального частоте вращения ротора турбины. Указанный сигнал может быть использован в схемах управления, контроля, защиты, а также регистрации.

По принципу действия датчик скорости представляет собой трехфазный генератор переменного тока с возбуждением от постоянного источника питания.

Датчик устанавливается в специальном узле (рис. 13.11, а), включающем в себя сигнализатор вращения, ДС и передачу к тахометру. Датчик скорости не имеет собственных подшипников, поэтому монтаж датчика производится непосредственно в узле, представляющем собой корпус 4, устанавливаемый на передней опоре 5 турбины, и вал 6 с индивидуальными подшипниками.

На конусе вала навешивается ротор датчика скорости и фиксируется гайкой. Статор устанавливается в корпусе посредством шти-

лек и гаск. При монтаже обеспечивается рабочий зазор $(0,3 \pm 0,05)$ мм между ротором и статором.

Крутящий момент турбины передается на вал узла посредством шаровой муфты 7 через вал автоматов безопасности.

Датчик скорости, приведенный на рис. 13.11,б, состоит из двух основных частей статора и ротора.

Статор 23 выполнен шихтованным из листа электротехнической стали Э-32 толщиной 0,35 мм. Шихтовка выполнена по глухой посылке и впрессована в корпус трубку из стали Ст3. Число пазов статора под обмотку равно 24. На каждом выступе статора размещено по одной катушке из провода ПЭТВ $\varnothing 0,47$ мм с 60 витками каждая. Катушки соединены в трехфазную обмотку статора 24 звездой. Начала всех фаз и нулевая точка выведены на разъем 28.

Обмотка возбуждения выполнена из двух одинаковых торцевых катушек, размещенных с торцов статора, и имеющих по 850 витков каждая. Катушки намотаны проводом ПЭТВ $\varnothing 0,64$ мм и соединены последовательно, а начало и конец другой выведены на штырьчатый разъем 28. Для защиты обмотки статора и катушек возбуждения от воздействия окружающей среды статор закрыт молибденом компаундом.

Ротор 27 представляет собой цилиндр, выполненный из стали Ст3, в средней части с наружной стороны которого профрезеровано 10 пазов трапециевидной формы.

В крышке 19 предусмотрено посадочное место для установки датчика тахометра. Датчик тахометра ДТЭ-9т крепится к крышке посредством накидной гайки, входящей в комплект датчика тахометра. Для предотвращения повреждения резьбы в период транспортировки и монтажа, а также для защиты от попадания грязи на крышку навинчивается заглушка.

Магнитоиндукционный тахометр ТЭ-4т с датчиком ДТЭ-9т предназначен для непрерывного дистанционного измерения частоты вращения вала турбины в процессе эксплуатации.

Измерение частоты вращения основано на принципе передачи вращения вала турбины к валу датчика тахометра, представляющего собой трехфазный генератор переменного тока, вырабатывающий з. д. с. с частотой, пропорциональной частоте вращения вала. посредством электрической дистанционной передачи з. д. с. передается к магнитоиндукционному узлу тахометра, где преобразуется в угловое перемещение стрелки показывающего прибора. Действительное значение частоты вращения считывается со шкалы тахометра.

Преобразование частоты вращения вала в угловое перемещение стрелки магнитоиндукционным измерительным узлом основано на взаимодействии магнитного поля вращающихся магнитов с индуктивными токами, наведенными этим полем в металлическом диске. В результате этого взаимодействия возникает вращающий момент диска (связанного со стрелкой), пропорциональный частоте вращения магнитов, уравновешиваемый протягивающей пружиной. Момент, сдерживающий пружину, пропорционален углу ее закручивания. Эксплуатация тахометра производится согласно действующей инструкции.

Сигнализатор вращения. Как следует из технических характеристик датчика скорости и тахометра, для измерения малой частоты вращения они не предназначены. Для обеспечения контроля за вращением турбины на вращающемся после закрытия осадка сигнализатором, обеспечивающим индикацию вращения ротора с частотой 0,066 с⁻¹.

Принцип работы сигнализатора вращения ясен из рис. 13.11,б.

Сигнализатор вращения предназначен для формирования дискретного сигнала при вращении турбины на валу тахометра, позволяющего посредством лампы накаливания сигнализировать о вращении ротора. После включения с сигнальной лампой накаливания, подключенной к источнику питания, включаются контакты выключателя. При нахождении на шток выключателя выключателя контакты замыкаются, подключая лампочку к источнику питания. Времени сгорания лампочки определяется длительностью замкнутого состояния контактов.

При вращении диска 10, установленного на валу 18, катушки 11 ударяют по подпружиненной 12, закрепленной на оси рычага 13, вызывают поворот рычага относительно оси 14. Свободный конец рычага при повороте, находясь на шток выключателя, который кратковременно замыкает контактные группы, подключая лампу к источнику питания. В интервале между ударами под действием пружины контакты остаются разомкнутыми и замыкаются вновь при нахождении вторым ударами. Таким образом, за время одного оборота сигнальная лампа дважды включается, сигнализируя о вращении ротора. При вращении турбины сигнализатор вращения автоматически отключается.

Отключение происходит под действием срабатывания лампы, устанавливаемой на шток в такое положение, при котором их выступающая часть не достает до выступающего подпружиненного 12. При остановке турбины, когда обороты падают, сигнализатор автоматически подключается. Электрические выводы с контактного выключателя выведены на штырьчатый разъем 15. Устройство простое и надежное и удобное в эксплуатации.

13.9. УСТРОЙСТВО ДИСТАНЦИОННОГО

Устройство предназначено для контроля состояния узлов турбины путем дистанционного прослушивания шумов в узлоустройствах турбины. При возникновении задеваний в узлоустройствах появляется характерный шум в диапазоне звуковых частот. В местах контроля

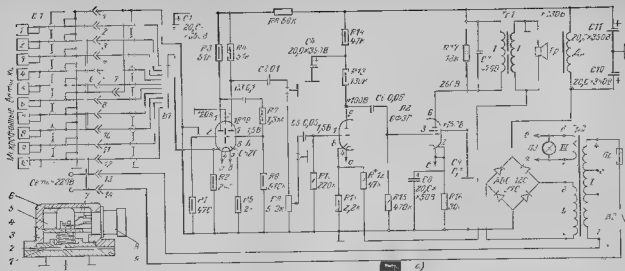


Рис. 13.12 Устройство дистанционного прослушивания шумов в уплотнениях турбины

2 — принципальная схема усилителя, 6 — микрофонный датчик, 1 — крышка; 2 — теплоизоляционная прокладка, 3 — корпус, 4 — упор, 5 — пружина, 6 — ларингофон; 7 — выводы на питательный разъем; 8 — питательный разъем, 9 — фланец удлинителя.

на турбине устанавливаются специальные датчики, преобразующие колебания звуковых частот в электрический сигнал. На турбине установлено шесть датчиков, которые поочередно по усмотрению оператора с помощью переключателя подключаются к усилителю (рис. 13.12,а). Усиленный электрический сигнал воспроизводится громкоговорителем и воспринимается оператором на слух. Уровень громкости воспроизведения устанавливается регулятором, ручка которого выведена на лицевую панель устройства.

Устройство прослушивания шумов состоит из электронного усилителя, микрофонных датчиков. Количество датчиков определяется числом точек контроля. Устройство позволяет подключать не более десяти датчиков.

Выходная мощность устройства не менее 2 В·А. Полоса усиливаемых частот от 100 до 8000 Гц. Чувствительность усилителя не хуже 10 мВ.

Усилитель рассчитан для работы в условиях изменения температуры окружающего воздуха от $+10^{\circ}\text{C}$ до $+40^{\circ}\text{C}$ и влажности до 80%.

Питание устройства осуществляется от сети переменного тока напряжением 220 В $\pm 5\%$. Мощность, потребляемая от сети (при номинальной выходной мощности), не более 16 Вт.

В качестве чувствительного элемента в микрофонном датчике, приведенном на рис. 13.12,б, используется ларингофон ЛА-5. Передаваемая полоса частот ларингофона от 300 до 8000 Гц с двумя основными резонансами на частотах 1600 и 2500 Гц. Динамиче-

ское сопротивление ларингофона 130 Ом. Максимальная допустимая рабочая температура $+40^{\circ}\text{C}$.

Конструктивно ларингофон представляет собой капсулу с двумя мембранами, между которыми находится угольный порошок. От мембран выведены контактные электроды наружу корпуса под винтовое соединение для подключения ларингофона.

Принцип действия ларингофона основан на свойстве угольного порошка менять свою проводимость в зависимости от его плотности, а следовательно, и величины тока цепи, в которую он включен. Конструкция микрофонного датчика приведена на рис. 13.12,б.

Механические колебания, воспринимаемые корпусом датчика 3, передаются ларингофону 6, поскольку последний плотно прижат к корпусу пружинной 5 через упор 4. Противоположная сторона пружины упирается в крышку 1, которая закрывает датчик, тем самым предохраняет ларингофон от механических повреждений и попадания загрязнений.

Датчик крепится с помощью винтов через твердую теплоизоляционную прокладку 2 к фланцу 9 удлинителя. Удлинитель представляет собой металлическую трубу, выведенную из зоны уплотнений, состояние которых должно контролироваться оператором. При установке датчиков в местах с повышенной температурой применяются удлинители длиной до 1700 мм.

Электрические выводы от ларингофона до разъема 8 выполнены проводниками 7. Внешние линии связи от датчика до блока про-

слушивания вы бы двухжильным проводом в экране.

Следует отметить, что ларингофоны требуют бережного обращения и ухода, их необходимо оберегать от механических ударов и падений, хранить в сухом месте, поскольку конструктивно они выполнены негерметичными.

При длительном хранении в атмосфере с повышенной влажностью у ларингофонов мо-

гут наблюдаться значительные отклонения по электрическим параметрам: сопротивлению постоянному току; развиваемому напряжению и сопротивлению изоляции. Для восстановления работоспособности ларингофоны следует просушить и повторно произвести замеры основных параметров. В случае неудовлетворительной работы ларингофоны подлежат замене. Эксплуатация устройства осуществляется согласно действующей инструкции.

Глава четырнадцатая МАСЛЯНАЯ СИСТЕМА И ЕЕ АГРЕГАТЫ

14.1. МАСЛОСНАБЖЕНИЕ ТУРБОУСТАНОВКИ

Маслосистема турбоагрегата обеспечивает жидкостное трение в подшипниках скольжения турбины, генератора с возбудителем, ТПН и ПЭН, а также работу гидромукты ПЭН и водородных уплотнений вала генератора. Поскольку прекращение маслоснабжения ведет к возникновению сухого трения в подшипниках и их выпадению, что обуславливает серьезные повреждения проточной части, концевых уплотнений турбины и шеек роторов турбоагрегата, то важнейшим требованием к маслосистеме является обеспечение надежности ее работы.

Подтверждением этого может служить, например, тот факт, что в США половина всех остановов паровых турбин вызвана неполадками в маслосистеме, причем продолжительность простоев по этой причине превышает в 1,5 раза продолжительность простоев по всем другим причинам [8].

Давление в маслосистеме благодаря отделению системы регулирования на уровне оси турбины снижено до 0,170—0,176 МПа (1,75—1,80 кгс/см²). Это вместе с отсутствием в ней гидроударов, свойственных работе системы регулирования, значительно повысило надежность работы маслосистемы, в том числе ее пожаробезопасность.

Система маслоснабжения всех агрегатов выполнена централизованной. В процессе освоения турбоустановки схема маслоснабжения модернизировалась несколько раз, поэтому здесь приводится вариант принципиальной схемы, введенный на турбоустановках К-300-240-2 (рис. 14.1).

Из масляного бака 1, в который встроены фильтры, масло поступает через два всасывающих трубопровода D_1 350 к центробежным насосам 2 и 3 с электродвигателями переменного и постоянного тока, а затем через общий напорный коллектор D_2 300 подается на пять параллельно включенных маслоох-

ладителей 4 типа МО-53-4 (четыре рабочих и один резервный).

Масло после маслоохладителей подается в раздаточный напорный коллектор 5, откуда направляется на смазку подшипников № 1—5 турбины и № 6—9 генератора с возбудителем.

Из коллектора 5 масло поступает также на смазку подшипников ТПН, ПЭН и резервного возбудителя, если последний устанавливается в ячейке турбоустановки, то трубопроводу 6, а также в систему уплотнения вала генератора через специально установленные повысительные насосы 7, 8 (два с электродвигателем переменного тока, один — с электродвигателем постоянного тока).

Отвод масла из подшипников агрегатов турбоустановки осуществляется раздельно в отсек грязного масла бака 1 через сливные коллекторы турбины 9, генератора 10, группы питательных насосов 11 отдельным трубопроводом от гидромукты ПЭН 12, в этот же отсек масляного бака сбрасывается масло после маслосбрасывающего а 13 в установках, где клапан имеется.

В настоящее время, учитывая, что имеются индивидуальные напорные баки 14 для аварийной смазки подшипников турбины, от клапанов отказались.

Слив масла осуществляется через переливные трубопроводы 15 в коллектор 9.

Аварийная смазка подшипников генератора также осуществляется через специальный бак 16 с трубопроводом слива — через перелив 17 в коллектор 10. На каждой линии сливного маслопровода от подшипников установлены смотровые стекла 18 для визуального контроля. Из напорного коллектора 5 масло подается также на валоповоротное устройство 19 турбоагрегата. Из каждого отсека масляного бака имеется линия аварийного сброса масла 20 в общий коллектор D_2 400 с отключающей арматурой, по кото-

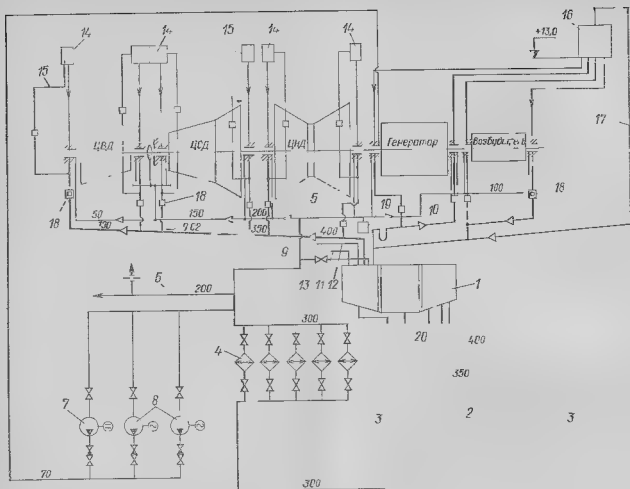


Рис 14.1 Схема маслоснабжения турбоустановки

1 — маслобак турбины (МБ); 2 — маслоочисточная система (главная); 3 — то же (вспомогательная); 4 — маслоотделитель; 5 — коллектор масла (напорный); 6 — коллектор масла в ТПН и ПЭН; 7 — маслонасос уплотнения вала генератора; 8 — маслонасос уплотнения вала турбины (вспомогательный); 9 — коллектор слива масла турбины; 10 — то же генератора; 11, 12 — коллекторы слива масла ТПН и ПЭН; 13 — маслообращивающий клапан (МОК); 14 — индивидуальные баки напорных подшипников турбины (БАС); 15 — маслоотводчик перепада БАС; 16 — бак масляной генератора (БГ); 17 — основной маслоотделитель БГ; 18 — стояк системы; 19 — вало-поршневое устройство (ВПУ); 20 — трубопровод аварийного сброса масла

рому в случае пожарной опасности масло поступает в цистерны за пределами машинного зала

На рис. 14.2 представлена схема подачи масла на уплотнение вала генератора ТГВ 300 завода «Электротяжмаш». От насосов уплотнения вала генератора 1 масло подается через два фильтра (один из них резервный) 2 и дифференциальный регулятор 3 в демпферный бак 4, а затем через линию $D_y 80$ на уплотнение

Слив масла осуществляется через два гидрозатора 5 (один резервный) в общий коллектор 6 генератора до петиового гидрозатора 7. В этом же месте выполняется отсос масла и водорода через расширитель-сепаратор 8 на центробежный вентилятор 9 (экстакстер), выпуск которого выведен на крышу машзала. В демпферном баке вы-

полнен перелив 10 в стивной трубопровод перед гидрозатором 5.

Одной из основных причин неполадок в работе маслосистемы турбоагрегата является аэрация масла [25], смешение его с атмосферным воздухом, водородом и другими газообразными продуктами. Воздух растворяется в масле или образует механическую смесь в виде пузырей и полостей, которые резко ухудшают условия подачи масла в насосы, вызывают гидроудары в напорных маслопроводах. При колебаниях давления в системе смазки растворенный в масле воздух выделяется, вызывая пенообразование и пробки в трубопроводах.

Из опыта эксплуатации известны случаи глубоких провалов давления в режиме переключения маслоснасосов в связи со скоплением воздуха в трубопроводах.

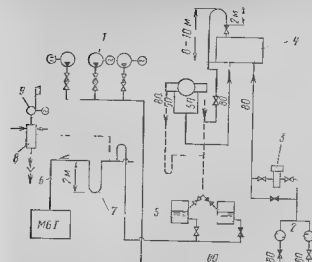


Рис. 142 Схема подачи масла на уплотнения вала генератора

1 — маслонасос с уплотнением вала генератора (МНУ), 2 — фильтр, 3 — дифференциальный регулятор, 4 — бак деаэрирования, 5 — гидрозатвор, 6 — коллектор слива масла, генератора, 7 — гидрозатвор, коллектора, 8 — расширитель-сепаратор масла, 9 — бак для слива масла, 10 — бак для слива масла, 11 — бак для слива масла.

С учетом изложенного маслосхема должна включать специально разработанную схему отсоса воздуха, показанную на рис. 14.3

Отсос воздуха 1 из всасывающих коллекторов направляется во встроенный в масляный бак коллектор D_3 100, расположенный ниже нормального уровня в баке (на 300 — 500 мм). Такое решение исключает подсос газов в насосы из-за разрежения 0,98 — 1,47 атм во всасывающей трубке при работе насоса.

Из верхних точек корпусов масляного насоса, аварийного масляного насоса, маслоотскадителей также выполняются отсосы воздуха 3, 4 линиями D_3 10 и D_3 20 в коллектор D_3 100, включенный выше уровня масла в баке.

Кроме того, для удаления воздуха и паров масла из верхних точек аварийных бачков, напорных баков, масляных турбины устанавливаются вентиляторы 5, на которые воздух поступает через сепараторы-расширители 6 по трубопроводу на крышу машинного зала. Из сливных трубопроводов генератора (см. рис. 14.2) также отсасывается воздух через расширитель 8 и вентилятор 9.

Существует ряд конструктивных мероприятий по оборудованию маслоснабжения и трубопроводам, способствующих удалению воздуха и газов [25].

На некоторых установках 300 МВт, а также на турбоагрегатах АЭС схема аварийного маслоснабжения подшипников турбины и генератора решается путем установки одного

напорного бака проточного типа (рис. 14.4). Емкость указанного напорного масляного бака рассчитывается исходя из:

обеспечения непрерывной подачи масла всем потребителям в режиме автоматического подключения резервных насосов с электродвигателями постоянного тока в аварийных ситуациях (АВР);

подачи масла к подшипникам после прекращения работы масляного насоса в течение 2 мин при рабочей частоте вращения и в первые 2 мин выбега турбоагрегата после отключения генератора от сети;

подачи масла к упорному подшипнику на весь период выбега;

ограниченной смазки подшипников турбины и генератора и питательных насосов в течение всего выбега.

В напорный масляный бак 1 масло поступает от масляного насоса по линии 12 и через дозирующую трубку 2 направляется в раздаточный коллектор 4 турбины и генератора, откуда поступает к опорным подшипникам; к упорному подшипнику турбины предусмотрены отдельные линии 5, 6.

Аварийная смазка подшипников генератора также осуществляется отдельными линиями 7. Слив масла из напорного масляного бака осуществляется через переливную трубку и емкость 8 трубопроводом 9 в масляный бак турбины. Отсос воздуха и газов выполняется из верхних точек емкости 8 в масляный бак турбины трубопроводами 10. Напорные и сливные коллекторы турбоагрегата в нижних точках имеют отвод дренажей 11 в линию 9.

В аварийных ситуациях из напорного масляного бака может быть предусмотрен дополнительный слив масла не только в масляный бак через трубопровод 9, но и по отдельной линии в специальные цистерны за пределами машинного зала.

Напорный масляный бак устанавливается в районе колонны яруса А машинного зала на отметке, обеспечивающей давление в системе смазки 0,08—0,10 МПа, и удален от горячих поверхностей.

При наличии такого бака могут быть исключены из схемы аварийные масляные насосы с электродвигателем постоянного тока и напорные баки генератора, что повышает надежность маслосистемы.

В схемах напорного масляного бака требуется выполнение подробного гидравлического расчета маслопроводов, в особенности протяженных линий, например в ТПН, для обеспечения на отметке установки оборудования гарантированного давления смазки порядка 0,1 МПа.

Согласно ПТЭ [46] масло, подаваемое в масляный бак, должно иметь кислотное чис-

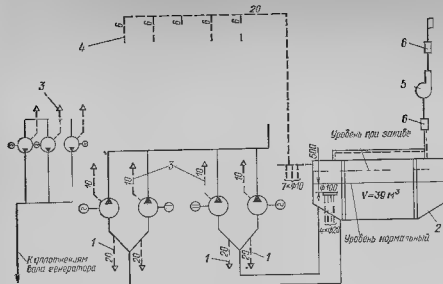


Рис. 14.3 Схема отсоса воздуха из маслосистемы

1 — трубопроводы отсоса воздуха из всасывающих коллекторов; 2 — коллектор приема воздуха; 3 — трубопроводы отсоса воздуха из маслосистем; 4 — то же из маслонасосов; 5 — вентилятор (эксгаустер); 6 — расширитель-сепаратор.

маслобака турбины на отметке 6,0 м (по верхней крышке МБ) позволяет организовать свободный слив из подшипников ТПН и ПЭН.

Напорный маслобак турбины (вариант схемы рис. 14.4) устанавливается на отметке 17,0 м.

14.3 МАСЛЯНЫЕ НАСОСЫ

В маслосистеме турбоустановки в качестве главного масляного насоса (ГМН) применен центробежный насос. Одним из преимуществ центробежного насоса является его способность значительно увеличивать производительность при уменьшении сопротивления системы, что особенно важно в данном случае в связи с наличием в маслосистеме гидромолуны ПЭН.

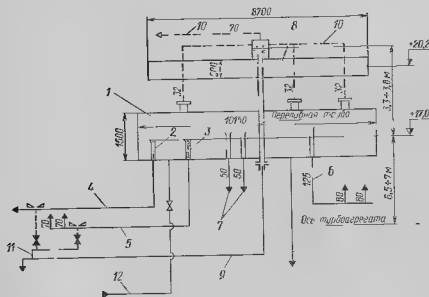


Рис. 14.4 Схема аварийного маслоснабжения турбоагрегата

1 — маслобак напорный (МБН); 1 — 16 м³; 2, 3 — дозирующие трубы МБН; 4 — коллектор масла раздаточный; 5, 6 — маслопроводы к упертой опорной подшипнику; 7 — маслопровод аварийной смазки генератора; 8 — емкость аварийная; 9 — маслопровод перекачки; 10 — отсос воздуха из МБН; 11 — маслопровод аварийных точек; 12 — подпитка масла ст. масла.

лю не выше 0,5 мг КОН и в нем полностью должны отсутствовать вода и шлам.

14.2. КОМПОНОВКА МАСЛОХОЗЯЙСТВА

Как отмечалось выше, применение отдельной стоящей маслосистемы и централизованная система смазки турбоустановки позволили разместить маслоснабжение вдали от горячих поверхностей, на отметке пола конденсационного помещения +0,60 м (рис. 14.5).

При этом напорные и сливные трубопроводы турбоагрегата прогнаны вдоль фундамента ниже на 1,5 м оперативной отметки обслуживания. Размещение группы питательных насосов на отметке 6,6 м (4,5 м для первой группы установок К-300 240) и

(с расходом масла до 100 м³/ч), работающего при нагрузках турбины до 50% номинальной. Привод ГМН от электродвигателя с переменного тока, что позволило разместить его вблизи масляного бака и выполнить рациональную компоновку централизованной маслосистемы.

В системе устанавливаются два ГМН типа 6НДС-60 — один рабочий и один резервный, каждый из них имеет производительность, обеспечивающую полную потребность маслосистемы (расчетный расход — 280 м³/ч). Эти насосы при напоре 585 /м² (60 м вод. ст.) дают расход 330 м³/ч.

Для подачи масла при останове работающего и невключении резервного ГМН, например при потере напряжения на шинах

Схема АВР на турбине К-300 240 предусматривает следующий порядок включения насосов:

При падении давления в напорном коллекторе на отметке 9 м до 0,12 МПа или при отключении работающего ГМН включается резервный ГМН и один аварийный масляный насос.

При продолжающемся падении давления до 0,09 МПа включается второй АМН с выдержкой 2—3 с после включения первого с целью предотвращения выжухающей батареи от перегруженного тока. Если же первый АМН не включился, то второй включается без выдержки как по первому, так и по второму пределу давления или по отключению работающего ГМН.

При падении в коллекторе смазки 0,05 МПа подается сигнал на закрытие створчатых клапанов, а при падении 0,03 МПа сигнал запуска вкл. чип. Поворотного устройства турбоагрегата.

14.4. ОБЕСПЕЧЕНИЕ БЕЗАВАРИЙНЫХ ОСТАНОВОВ ТУРБОАГРЕГАТА ПРИ НЕРАБОТАЮЩИХ МАСЛОНАСОСАХ

Даже хорошо отработавшая система АВР не обеспечивает полную надежность маслопонижения, поскольку ее элементы в нормальных условиях находятся в нерабочем состоянии и отказ одного из них по случайным причинам может обнаружиться лишь в момент необходимости срабатывания в аварийной ситуации. Поэтому для турбин были разработаны две схемы аварийного маслопонижения с устройством резервных емкостей (общий бак или индивидуальные баки), обеспечивающих безаварийный останов турбоагрегата при резком сокращении или прекращении подачи масла на подшипники от насосов.

На турбинах К-300-240 в основном применяется предложенная ВТИ схема с индивидуальными БАС у каждого подшипника*.

Сварные из листовой углеродистой стали БАС монтируются на крышках передних и средних (для подшипников опорного № 2 и упорного) опор и на верхних половинах выходных патрубков ЦВД. Каждый БАС состоит из фрезерованных каналов, сверлений и трубопроводов без арматуры соединен с полостью своего подшипника (рис. 14.7), причём у опорных подшипников № 1 и 2 и упорного, расположенных вблизи высокотемпературных цилиндров, подводящие каналы и сливные трубы расположены внутри опор, что существенно повышает пожарную безопасность.

Баки соединяются с полостью подшипника одной трассой, по которой они и заполняются и подаёт масло в подшипник. Трасса к БАС начинается у разбега вкладыша на стороне начала масляного клина. При нормальной работе масло, идущее в БАС, омывает верхнюю половину подшипника, уча-

ствя в теплообмен, а при поступлении из бака масло сразу поступает в масляный клин с минимальными потерями через зазоры на торцах вкладыша.

Заполнение баков происходит за счёт избыточного давления масла в полость подшипников, а при работающей турбине этому способствует также насосное действие шейки ротора. Для поддержания температуры масла в баках в пределах нормы обеспечивается непрерывная циркуляция масла через бак со сливом в корпус с соответствующей опорой.

Переливная труба, устанавливаемая в бак, своим верхним срезом определяет уровень масла, соответствующий расчетному объёму. Переливная труба, соединяя бак с атмосферой через полость (картера) опор, обеспечивает свободный слив масла в подшипник.

Поскольку объем резервных емкостей ограничен, аварийное маслопонижение приходится выполнять рациональным. При этом исходят из того, что количество тепла, выделяющейся в результате трения в подшипниках, пропорционально окружной скорости шейки вала. Количество масла, отводящего эту теплоту и обеспечивающего при нормальных температурах создание масляного клина, может уменьшаться по закону, близкому к изменению частоты вращения при выбеге.

Закон изменения расхода масла обеспечивается установкой на сливах труб с просверленными в них дозирующими отверстиями разного диаметра, причём диаметр отверстий тем меньше, чем ближе расположено отверстие. В начале выбега масло поступает к подшипнику через все отверстия в трубке, а по мере снижения частоты и опорожнения БАС часть отверстий оказывается выше уровня масла и расход уменьшается пропорционально изменению площади работающих отверстий и снижению гидростатического перепада. Индивидуальные трубки позволяют осуществлять различное изменение расхода в зависимости от особенностей узла-потребителя.

В соответствии с проведенными расчетами приняты следующие объёмы БАС: подшипник № 1 — 83 л, № 2 — 140 л, упорный подшипник — 120 л, подшипники № 3, 4 и 5 — по 200 л каждый, подшипники генератора — по 500 л.

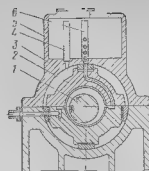


Рис. 14.7 Опорный подшипник с аварийным баком

1 - ротор, 2 - подшипник, 3 - крышка стора, 4 - переливная труба, 5 - аварийный бак, 6 - труба с циркулирующим отверстием

* На отдельных элементарных рисунках показана схема опытной маслосистемы с общим гравитационным баком.

Надежность припаятой системы аварийно го масляного сброса определяется ее простотой и отсутствием каких-либо запорных органов.

Испытания, проведенные на головном образце турбины на Приднепровской ГРЭС, позволили уточнить резервные объемы (напорном подшипнике № 2 до 250 л) и график подачи масла на полный подшипник.

14.5. МАСЛЯН ЫЙ БАК

Масло, проходя через исполнительные механизмы (подшипники, гидромолфты, редукторы и т. д.), нагревается, ободняется, насыщается газами, окисляется, зашлаковывается. Источники загрязнения масла внешние: по падению через маслоотбойники опор пара, воздуха, пыли и внутри: шлак, сварочный грат, оставшийся после промывки масляной системы, водород, летучие продукты окисления и т. п.

Перед повторным рабочим циклом масло следует подвергнуть деаэрации, обезвоживанию, очистке от шлака и грязи. Основная роль в очистке масла в масляной системе отводится маслобаку, который, кроме того, служит для сбора и хранения масла.

Для масляной системы турбины К 300 240 первоначально был разработан сварной маслобак прямоугольной формы емкостью около 45 м³ (рис. 14.8, а). Эта емкость обеспечивает возможность полного слива масла после останова маслонасосов из всех агрегатов масляной системы, включая резервные емкости. Поперечные перегородки делят его на четыре отсека: сливной для приема «грязного» масла от всех агрегатов; два промежуточных и отсек «чистого» масла.

Сливной отсек, в свою очередь, разделен вертикальными перегородками, не доходящими до дна и крышки, на три части. В одну из них заводится слив от подшипников турбоагрегата, в другую — от питательных насосов, в третью — от подшипников водородного уплотнения генератора. На высоте, примерно соответствующей нормальному уровню масла, в каждом из этих подотсеков установлен горизонтальный перфорированный лист для поглощения и гашения кинетической энергии срывающихся потоков масла.

Сливы от подшипников турбоагрегата и питательных насосов оканчиваются горизонтальными патрубками, лежащими на этих сетках, чтобы не образовывались свободные вертикальные потоки масла, интенсивно захватывающие воздух. К верхней части сливного отсека присоединен трубопровод, по которому компрессор отсасывает выделившийся из масла воздух и масляные пары. Слив от

гидромолфты ПЭН заведен через боковую стенку ниже нормального уровня масла.

Промежуточные отсеки играют роль отстойников, а для лучшего сбора воды и шлака днище маслобака выполнено с уклонами к средней части. К промежуточным отсекам присоединяются патрубки наполнения и перелива, а к днищу — два патрубка аварийного опорожнения бака.

Для увеличения времени пребывания масла в баке опка в нижних углах перегородок между промежуточными отсеками и между вторым промежуточным и чистым развешены таким образом, что обеспечивают зигзагообразные в плане траектории струй масла. В первый промежуточный отсек заведен сброс от маслоотсасывающего клапана. Позднее этот сброс перенесен в отсек «чистого» масла, поскольку сбрасываемое холодное масло повышало вязкость «грязного» масла и ухудшало деаэрацию масла в баке.

Профиля сливной и два промежуточных отсека, частично освободившиеся от воды, воздушных пузырьков и других примесей, масло поступает в чистый отсек. Заборный патрубок всасывающего коллектора маслонасосов вварен снизу, чтобы в него не попадало масло из верхних отсеков, не успевшее очиститься от воздуха, и приподнят над днищем, чтобы в него не засасывались вода и шлак. Патрубок за-

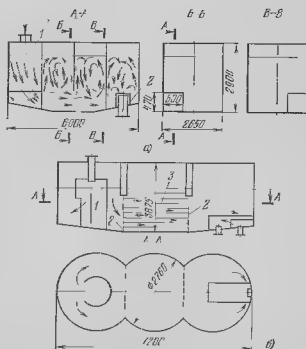


Рис. 14.8. Схемы масляных баков турбины

а — старая конструкция б — модернизированная конструкция
1 — сетчатый лист 2 — сетчатый фильтр 3 — всасывающий сопло

крыт фильтром грубой очистки для предохранения от попадания каких-либо случайных предметов. Для снятия и очистки этого фильтра в крышке бака над ним имеется круглый люк. Из чистого отсека выполнен воздушник для отвода воздуха и паров масла.

Тонкая очистка масла от шлама, металлических опилок и других механических примесей осуществляется в выносных фильтрах.

В ходе эксплуатации турбин К-300-240 выявилась недостаточная деаэрация масла в опьсанном маслобаке.

По данным УралВТИ, проводившего исследование завоздушенности маслосистемы, только сливающееся из подшипников масло эжектирует до 700—1000 м³/ч воздуха, а в маслобак поступает до 10—20% воздуха в масле (по объему). Особенно велико содержание воздуха в масле при работе черпаковой гидромукфы ПЗН.

Степень удаления из масла воздуха и шлама определяется временем пребывания масла в баке, причем оно зависит от толщины слоя масла (путь подъема воздушных пузырьков и выпадания шлама) и его температуры (вязкости, определяющей сопротивление движению).

Исследование гидродинамики бака на модели показало, что поперечные перегородки турбулизируют поток и ухудшают отделение примесей. Из-за образования внутри масляного бака обширных зон вихревого движения (рис. 14.8,а) фактически используемый для очистки объем бака намного меньше полного, а кратность циркуляции в 4—5 раз выше не обходимой. Поэтому интенсификация деаэрации масла упорядочением потоков при существующей глубине слоя масла малоэффективна.

Значительную роль в осуществлении деаэрации в масляном баке играет поддержание температуры за маслоохладителями в пределах 42—45°С, чтобы масло в баке не было слишком вязким.

Для модернизированной турбины разработан новый масляный бак, основное внимание при проектировании которого было обращено на обеспечение хорошей деаэрации масла. При этом использован предложенный С. Г. Смелыным и В. Н. Казанским [53] способ эффективного удаления воздуха, основанный на разделении объема отсека масляного бака, в котором происходит очистка масла от примесей, параллельными перегородками на слое небольшой глубины многоярусная конструкция (сборка таких перегородок в пакет получила название встроенного сепаратора). Уменьшение толщины слоя масла, из которого выделяется воздух, ведет к пропорциональному уменьшению содержа-

ния воздуха в масле при одном и том же времени деаэрации.

Новый масляный бак емкостью 56 м³ представляет собой сварную конструкцию из трех секций, каждая из которых имеет в плане форму цилиндра (рис. 14.8,б). Маслобак делится на три отсека: сливной для приема и предварительной очистки «грязного» масла, промежуточный для основной очистки масла от примесей и «чистый» для сбора очищенного и отфильтрованного масла.

Для организации потока в сливном отсеке установлен карман цилиндрической формы, в котором на высоте нормального уровня масла в баке вварен перфорированный лист для гашения кинетической энергии сливающегося масла и пеногашения. Сюда заводятся основные сливы масла: от подшипников турбины и от подшипников и уплотнений генератора.

Для улучшения предварительной очистки масла через прямоугольное отверстие в причонной части кармана выходит в сторону, противоположную следующему отсеку, и течет по кольцевому зазору с хорошим распределением по сечению и с минимальным вихреобразованием к промежуточному отсеку. Масло от питательных насосов и от гидромукфы заведено в сливной отсек сбоку, причем от гидромукфы ниже нормального уровня в баке. В этот отсек заведена линия заполнения маслобака и к нему присоединена линия отсека воздуха и масляных паров эксгаустером.

Отсеки отделяются друг от друга плоскими фильтрами тонкой очистки, которые устанавливаются в два ряда, благодаря чему при работе агрегата их можно поочередно снимать и прозводить чистку. Сетка фильтра не только задерживает примеси, в том числе и крупные пузырьки воздуха, но и организует поток, заставляя вступать в работу все поперечное сечение масляного бака. Встроенные в бак фильтры позволяют отказаться от установки внешних фильтров в маслосистеме.

В промежуточном отсеке установлен сепаратор, представляющий собой сварной каркас, в котором болтами крепятся три пакета наклонных перегородок. Перегородки, представляющие листы толщиной 1,4 мм, связаны в пакеты шпильками, а расстояние между ними в 50 мм обеспечивается втулками.

При движении масла между перегородками пузырьки воздуха, выделяющиеся из масла, собираются под верхними перегородками и поднимаются вдоль них вверх. В масле остаются лишь мельчайшие пузырьки диаметром 0,1—0,15 мм. Содержащиеся в масле механические примеси (вода, шлам) постепенно выпадают на нижние перегородки и сползают по ним вниз.

Для наилучшего самоочищения каналов угол наклона перегородок принят 45° . Чтобы перегородки не покрывались коррозионным слоем, ухудшающим скольжение шлама, они выполняются из нержавеющей стали. Глубина сепаратора $\cdot 1420$ мм, определяется расчетным путем по времени, необходимому для всплытия пузырьков при данной толщине слоя [25]. Верхняя и нижняя части ячеек как на стороне входа, так и на стороне выхода прикрыты плитам, чтобы поток масла вверх не носил в «чистый» отсек вышедший воздух, а вниз не выносил шлам, скользящий по перегородкам.

Эффективность очистки масла в масло-ярусном масляном баке проверялась на Троицком ГРЭС. Содержание воздуха в масле на выходе из бака при нагрузке 220 МВт без сепаратора составляло 4,2 %, а после его установки снизилось до 0,4 %, т. е. более чем в 10 раз.

Наряду с созданием новой конструкции масляного бака ХТЗ с УралВТИ предпринимались меры по модернизации бака старой конструкции. По предложению УралВТИ на турбине Криворожской ГРЭС установлен выносной воздухоотделитель на трубопроводе слива масла из черпаковой камеры гидромолфа ПЭН. Принцип его работы сходен с многоярусным сепаратором. При работе ПЭН включение в работу выносного воздухоотделителя снижает содержание воздуха в масле на выходе из масляного бака в 2 раза.

14.6. МАСЛООХЛАДИТЕЛЬ

Масло не только разделяет металлические поверхности в подшипниках, но и играет роль теплоносителя, водящего о ра сил трения.

Для поддержания необходимой температуры масла, подаваемого в систему, используются кожухотрубные многоходовые маслоохладители МО 50-75 (МО-53-4), в которых роль охладителя выполняет циркуляционная вода.

Маслоохладитель (рис. 14.9) состоит из корпуса 1, верхней 2 и нижней 3 водяных камер и трубной системы 4, образованной крайними трубными досками, приемными гладкими латуными трубками, развальцованными с обоих концов в трубных досках, дистанционных трубок и перегородок типа «диск кольцо».

Для обеспечения высоких коэффициентов теплопередачи от масла к воде необходимо, поскольку кинематическая вязкость масла в десятки раз выше, чем воды, в первую очередь, интенсифицировать теплообмен со стороны масла. Поэтому гидравлическая схема маслоохладителя организована так, что ох-

лаждающая вода движется внутри гладких трубок, а масло омывает их снаружи, причём вышеупомянутые перегородки обеспечивают зигзагообразное течение масла, подобное по характеру поперечному обтеканию труб с шахматным расположением.

Обеспечение расчетных скоростей по маслу, а следовательно, и коэффициента теплопередачи определяется выполнением зазоров между перегородками типа «кольцо» и корпусом маслоохладителя 0,5 мм. Увеличение этих зазоров и протечек масла по ним приводит к резкому падению коэффициента теплоотдачи от масла к трубкам.

Загрязнение поверхностей теплообмена может привести к существенному снижению теплопередачи и возрастанию температуры масла за маслоохладителями. Поскольку даже при нормальном расходе температура масла на входе в подшипники является одним из факторов, обеспечивающих надёжность их работы, то в маслосистеме при расчетном числе маслоохладителей четыре устанавливается пять — для возможности отклонения любого из них для чистки.

Детали маслоохладителя изготавливаются из стали ВСт3, за исключением трубок, которые изготавливаются из материала с высокой теплопроводностью: из латуны Л68 (ЛМШ68-0,06) или из медно-никелевого сплава МНЖМц5-1-1.

Одним из основных требований, предъявляемых к маслоохладителям и во многом определяющих их конструкцию, является плотность системы. Попадание воды в масло, что могло бы привести к нарушению режима работы подшипников, предотвращается более высоким давлением масла в аппарате, что специально оговорено ПТЭ. Необходимо следить за тем, чтобы задвижки на сливе воды из маслоохладителя были всегда открыты полностью (и запломбированы в этом положении).

Техническая характеристика маслоохладителя МО-50-75

Поверхность охлаждения, m^2	52,6
Расход масла, m^3/h	75
Расход охлаждающей воды, m^3/h	140
Температура масла на входе, $^\circ C$	55
Температура масла на выходе, $^\circ C$	45
Температура воды на входе, $^\circ C$	33
Температура воды на выходе, $^\circ C$	35, 22
Расчетная скорость масла, m/s	1,2
Скорость воды в трубках, m/s	1,58
Активная длина трубок, м	1,75
Коэффициент теплопередачи, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$	525
Гидравлическое сопротивление масляной стороны, МПа	0,163
Гидравлическое сопротивление водяной стороны, МПа	0,027
Масса в рабочем состоянии, кг	2330

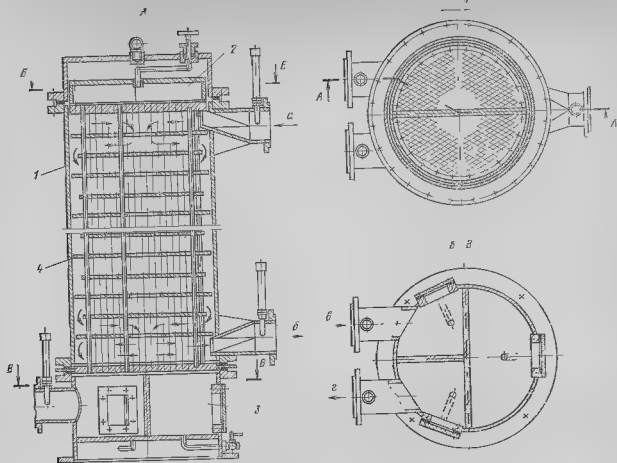


Рис. 149 Маслоохладитель МО-50-75

а — подвод масла б — отвод масла в — подвод воды г — отвод воды 1 — корпус, 2 — верхняя водяная камера, 3 — нижняя водяная камера, 4 — трубная система

При неплотности пайцовки трубок или их повреждении будет происходить утечка масла в охлаждающую воду. Поэтому основной конденсат пельни использовать в качестве охладителя, и используется, несмотря на потери тепла из цикла, циркуляционная вода.

Нижняя трубная доска, на которую опирается трубная система, через уплотнительные прокладки зажимается между фланцами корпуса и нижней водяной камеры, служащей опорой маслоохладителя. Если жестко закрепить в корпусе и вторую трубную доску, то с учетом того, что температура масла может достигать 70°C при температуре корпуса 10°C , выльцовка трубок в досках в результа-

те разности тепловых удлинений неизбежно ослабнет после нескольких тепловых циклов. Поэтому для обеспечения плотности верхняя водяная камера выполнена плавающей, не связанной с корпусом.

По воде маслоохладитель четырехходовой, потоки организуются перегородками в нижней и верхней водяных камерах. Чтобы не было трескочек между отсасками верхней водяной камеры, под перегородками подкладывается прокладка из паровита.

На патрубках подвода и отвода воды, приваренных к нижней водяной камере, установлены ртутные термометры, так же как и на патрубках для масла, для контроля режима работы теплообменника.

Глава пятнадцатая МОНТАЖ НЕКОТОРЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ТУРБИНЫ И ТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ

15.1. УСТАНОВКА И СБОРКА ТУРБИНЫ

Подготовка турбины к монтажу. Турбины К-300-240 поступают на электростанции отделенными деталями и узлами в заводской упаковке. К ним относятся: роторы высокого, среднего и низкого давлений; нижние и верхние половинки внешних корпусов цилиндров высокого и среднего давлений; внутренние корпуса ЦВД и ЦСД в сборе с диафрагмами; выходные патрубки первого, второго и третьего потоков цилиндра низкого давления; обоймы диафрагм в сборе с диафрагмами и обоймы концевых уплотнений ЦВД и ЦСД, обоймы ЦВД в сборе с диафрагмами; диафрагмы 5-х ступеней ЦВД; опоры перьевого и среднего подшипников, валоповоротное устройство; ресиверы; фундаментные плиты и болты и т. д.

Совместно с турбиной поставляются узлы системы регулирования, перегусные паропроводы острого пара, обратные и предохранительные клапаны, паропроводы уплотнений турбины, дренажный бак и конденсатопровод системы регулирования, маслобак, маслопровод, маслоохладители, эжекторы, контрольно-измерительные приборы. Поставляется также один комплект проверочных валов на каждые четыре турбины.

Масса некоторых деталей и узлов турбины, кг

Ротор высокого давления	9467
Ротор среднего давления	34 846
Ротор низкого давления	33 605
Верхняя половина внешнего корпуса ЦВД	21 970
Нижняя половина внешнего корпуса ЦВД	21 450
Корпус внутренний ЦВД	11 470
Верхняя половина внешнего корпуса ЦСД	14 422
Нижняя половина внешнего корпуса ЦСД	17 591
Корпус внутренний ЦСД	11 239
Верхняя половина выходного патрубка первого потока ЦВД	21 013
Нижняя половина выходного патрубка первого потока ЦВД	58 980
Верхняя половина выходного патрубка второго (третьего) потока ЦВД	29 013
Нижняя половина выходного патрубка второго потока ЦВД	53 560
Нижняя половина выходного патрубка третьего потока ЦВД	52 000
Верхняя половина обоймы ЦНЧ	14 10
Нижняя половина обоймы ЦНЧ	12 965
Опора переднего подшипника	5757
Опора среднего подшипника	5770
Валоповоротное устройство	3770
Блок парораспределения	14 323
Блок клапанов промперезрева	10 700
Маслобак	9443
Маслоохладитель МО 53 А	1735
Эжектор уплотнений ЭУ 8М	4433
Эжектор острого пара ЭП-3 25/75	2574
Эжектор подсосный	464

13—1162

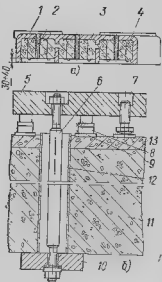
Началу монтажа турбины предшествует разборка и консервация узлов и деталей, гидроиспытание картров подшипников, проверка прилегания фундаментных плит к опорным площадкам (бонкам) шпунтовых половичных выхлопных патрубков ЦНД, заливка бетоном фундаментных рам опор подшипников и проверка прилегания опор подшипников к фундаментным рамам.

Консервирующая пушечная смазка деталей турбины удаляется с помощью нагретой соляры или обдувкой паром. Шейки и упорные гребни роторов, покрытые эмалью НЦ-132, расконсервируют раствором АФТ-1 или смывкой, состоящей из 94% нитроацетона № 646 и 6% парафина. Для приготовления смывки необходимо нагреть нитроацетон до температуры 60°C и растворить в нем парафин. Крепёж турбины, покрытый лаком № 577, расконсервируется с помощью бензина или уайт спирита.

Плотность картров подшипников турбины проверяется валиком керосина до уровня расточек под маслоотбойники. Для определения протечек сварные швы картров снаружи покрываются мелом. Плотность считается удовлетворительной, если по истечении 72 ч при температуре окружающего воздуха не ниже плюс 10°C следы подтекания керосина отсутствуют.

Для проверки прилегания фундаментных плит к опорным площадкам выхлопных патрубков ЦНД патрубки перекантовываются

Рис. 15.1. Установка фундаментных рам и плит
а — подготовка к монтажу фундаментных рам, б — установка фундаментных плит, в — установка фундаментных плит, г — установка фундаментных плит, д — установка фундаментных плит



опорными площадками вверх, на площадки укладывают фундаментные плиты.

Плотность прилегания контролируется пластинчатым шумом и по краске.

Заливка бетоном внутренних полостей фундаментных рам опор подшипников (рис. 15.1, а) производится после тщательного обезжиривания. В отверстия верхней полки фундаментной рамы 1 устанавливаются и прихватывают электросваркой воздушники 2 из обрезков труб.

К верхней полке рамы привариваются крылья 3 из арматурной проволоки $\varnothing 10-12$ мм. Фундаментная рама заливается бетоном марки 200.

Фундаментные рамы после застывания бетона выставляются на установочных болтах по уровню, на фундаментные рамы устанавливаются опоры подшипников. Проверяется прилегание сопрягаемых опорных поверхностей опор и рам.

Конструктивно опоры подшипников турбины К-300-240 имеют по шесть опорных площадок. При подготовке турбины к монтажу обеспечивают плотное прилегание опоры подшипника к фундаментной раме четырьмя крайними опорными площадками. Между двумя центральными площадками опоры в фундаментной рамой выполняется зазор 0,10—0,15 мм.

При работе турбины в результате деформации (прогиба) корпусов опор от неравномерного нагрева упомянутые зазоры выбираются, компенсируя прогиб корпуса опор, что предотвращает отрыв крайних площадок опор подшипников от фундаментных рам. В результате в рабочем состоянии каждая опора подшипника опирается на фундаментную раму всеми шестью опорными площадками.

Установка фундаментных плит и рам. Фундаментные плиты ЦНД и рамы опор подшипников турбины устанавливаются на фундамент с помощью парных клиньев и установочных болтов, опирающихся на плоские подкладки. Для исключения необходимости при этом пригонки прилегания плоских подкладок к поверхности бетона фундамента установка фундаментных плит ЦНД совмещается с бетонированием верхнего пояса фундамента (моноклитной набетонкой).

Установка фундаментных плит ЦНД (рис. 15.1, б) осуществляется в следующей технологической последовательности.

а) набираются на опорных площадках предварительно подготовленных фундаментных плит 5 пакеты, состоящие каждый из пары клиньев 8 и плоской подкладки 9. Пакеты закрепляются с помощью временных пружин, прихватываемых электросваркой. При наборе пакетов пластин-

чатый шумом контролируется плотность прилегания всех сопрягаемых поверхностей,

б) устанавливаются фундаментные плиты на фундаментах в проектное положение (по осям и высотной отметке) на временные упоры, привариваемые к арматуре фундамента. Горизонтальность верхних плоскостей плит контролируется уровнем «Геоинженер»,

в) производится бстновирование верхнего пояса фундамента (моноклитная набетонка). Уровень бетонирования выбирается с таким расчетом, чтобы плоские подкладки под клинья были погружены в бетон примерно на 10 мм. На незастилытый бетон укладывают подкладки под установочные болты 7 и диманометры, отметив их положение по отверстиям в фундаментных плитах;

г) срезаются после застывания бетона временные упоры фундаментных плит. Фундаментные плиты снимают с фундамента и срезают временные пружины, крепящие пакеты из клиньев и подкладок. В плиты ввинчивают установочные болты;

д) заботятся в колоды фундамента 12 фундаментные шпильки 6. Фундаментные плиты устанавливаются окончательно на клиньях и установочных болтах. Со стороны проема фундамента под выхлопной патрубок ЦНД устанавливается металлическая опалубка.

Так как верхние гайки фундаментных шпилек ЦНД после установки шпильки становятся недоступными, их стопорят от проворачивания электросваркой. Заливка фундаментных плит ЦНД производится вручную гайками.

Фундаментные рамы передней и средней опор подшипников устанавливаются непосредственно на поперечные рельсы фундамента (без моноклитной набетонки), что не позволяет применить для рам описанный выше способ установки. Поэтому прилегание подкладок под клинья фундаментных рам к фундаменту обеспечивают частичным удалением бетона и притиркой к нему подкладок с помощью шлифмашинки.

При фиксации положения фундаментных рам в направлении продольной оси турбоагрегата учитывается перемещение в сторону «регулятора» опоры среднего подшипника примерно на 20 мм и опоры среднего подшипника примерно на 40 мм от теплового расширения турбины во время ее работы.

Между фундаментными плитами и рамами и поверхностью фундамента при установке плит и рам выдерживается зазор не менее 80-100 мм за счет толщины подкладок под клинья. Это необходимо для возможности качественной подгонки плит и рам бетоном после установки турбины на фундамент.

Установка на фундамент ЦНД и опор подшипников. При установке турбины К-300-240

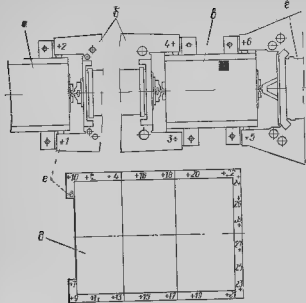


Рис 153 Схема расположения динамометров при монтаже цилиндров турбины

а — опора переднего подшипника, б — ЦВД, в — опора среднего подшипника, г — ЦСД, д — ЦНД, е — места расположения динамометров.

Корректировку центровки РСД—РНД выполняют следующими способами (в зависимости от результата первоначального замера центровки роторов по полумуфтам и центровки РСД относительно масляной расточки подшипника № 3);

- перемещением опоры среднего подшипника вместе с фундаментом рамой;
- перемещением РСД в своих подшипниках;
- перемещением первого потока ЦНД относительно второго и третьего.

Установка ЦНД, ЦСД и ЦВД на динамометрах. Цилиндры турбины К-300 240 устанавливаются при монтаже с помощью динамометров. Суть такой выверки цилиндров заключается в повороте на фундаменте электростандов стеновых нагрузок на опорные элементы цилиндров, замеряемых с помощью динамометров на заводском стенде.

Для турбины ХТГЗ применяются динамометры Д-15 грузоподъемностью 150 кН (15,3 тс), изготовляемые Ленинградским опытным электродноспарочным заводом.

Схема расположения динамометров при монтаже цилиндров турбины К-300-2 приведена на рис. 153.

Установка ЦНД на динамометрах выполняется в следующей технологической последовательности:

укладывается в подшипники ЦНД калибровый вал и проверяется его положение по масляным расточкам и уклонам на шейках.

Положение калибрового вала в цилиндре не должно отличаться от положения ротора,

укладываются в местах опирания динамометров на бетонные плоские подкладки, на которые укладываются цилиндрические подставки с калиброванными «пятками» (во избежание просадки динамометров);

завертываются в балки ЦНД динамометры. Фундаментные плиты опускаются на клинья. Таким образом, вес нижней половины ЦНД полностью передается на динамометры;

производится равномерным заворачиванием или вывертыванием динамометров распределение нагрузок на опорные балки цилиндра. Фактические нагрузки на динамометры не должны отличаться от формулярных более чем на 5 кН (~0,5 тс). При этом разница показаний симметричных динамометров с левой и правой сторон цилиндра не должна превышать 5% нагрузки на динамометр

В процессе выставления цилиндра на динамометрах контролируются уклоны пьеса калибрового вала, которые не должны отличаться по величине, как и для ротора, более чем на 1,5 деления уровня и должны иметь противоположные направления

По выставлении цилиндра на динамометрах производится проверочные операции по определению влияния установившихся призонных болтов горизонтального разреза цилиндра и его обтяжки (вызывающих возможные деформации цилиндров) на распределение нагрузок на динамометры. Для этого на выставленную на динамометры нижнюю половину ЦНД устанавливают верхние половины выхлопных патрубков первого, второго и третьего потоков (при этом вертикальный разъем патрубков второго и третьего потоков сближают окончательно на уплотняющей мастике). На горизонтальном разрезе цилиндра устанавливаются призонные болты.

В дальнейшем горизонтальный разъем сближают призонными и частично проходными болтами таким образом, чтобы пластинчатый шип толщиной 0,1 мм в разъем не проходил. При сближенном состоянии цилиндра снимается паспорт нагрузок на динамометры. Полученные нагрузки сравнивают с нагрузками до сближения разреза.

Если в результате сближения нагрузок на динамометрах изменились, последние величины нагрузок корректируют, добиваясь уменьшения следующих трех шагов к распределению нагрузок:

- нагрузки на динамометрах распределяются равномерно;
- разница показаний симметричных динамометров не превышает 5% нагрузки на динамометр;

нагрузка на каждый динамометр составляла не менее 50 кН.

По окончании работ по установке цилиндра на динамометрах цилиндр переводят на фундаментные плиты.

При переводе ЦД на фундаментные плиты последние равномерно подвоятся на кантовых и установочных болтах к балкам цилиндра таким образом, чтобы каждый динамометр разгрузился на 3,5–5 кН (0,35–0,5 тс). При подведении плит контролируется их прилегание к опорным площадкам цилиндра пластичным шумом. Фундаментные болты и шпильки равномерно обтягивают, не допуская отрыва плит от боков цилиндра, для чего в процессе обтяжки болтов и шпилек плиты подклинивают.

После подведения к цилиндру фундаментных плит динамометры вывертывают, контролируя с помощью индикаторов возможную просадку плит от нагружения цилиндра. В случае просадки плит возвращают в первоначальное положение подклиниванием.

По окончании перевода ЦНД на фундаментные плиты устанавливается передняя осевая шпонка, соединяющая цилиндр с фундаментом. Горизонтальный разъем разбачивается, снимаются верхние половины выхлопных патрубков. В цилиндр укладывают нижнюю половину обоймы и нижние половины диафрагм пятих ступеней. Устанавливаются по маркировке Г-образные шпонки, фиксирующие осевое положение обоймы. В подшипники укладывают РНД и записывают в формуляр его положение по расточкам и углам на шейках.

Установка ЦСД на динамометрах заключается в нагружении передних опорных лап цилиндра до формулярных нагрузок с помощью динамометров одновременно с контролем и корректировкой центровки роторов низкого и среднего давлений, центровкой ЦСД относительно РСД по расточкам под концевые уплотнения (паровым расточкам) и центровкой опоры среднего подшипника относительно РСД по масляным расточкам.

Установка ЦВД на динамометрах выполняется в следующей последовательности.

а) устанавливается нижняя половина ЦСД без внутреннего корпуса, обойм и диафрагм в проектное положение и соединяется на уплотняющей мастике с нижней половиной выхлопного патрубка ЦНД проходными и призонными болтами. При этом передние лапы нижней половины цилиндра опираются на технологические подкладки,

б) укладывается в подшипник РСД с уплотнителем на его переднем конце для контроля переднего масляной расточки опоры среднего подшипника,

в) проверяется центровка РНД—РСД. При необходимости центровку роторов корректируют до требуемой величины (см рис. 152) перемещением опоры среднего подшипника, одновременно опора центруется относительно РСД по передней и задней масляным расточкам;

г) проверяется центровка ЦСД относительно РСД по паровым расточкам. При необходимости центровку цилиндра корректируют подгонкой Г-образных вертикальных шпонок его соединения с опорой среднего подшипника или изменением толщины технологических подкладок под лапы цилиндра,

д) устанавливаются в отверстия лап ЦСД динамометры, между опорой подшипника и лапами цилиндра устанавливаются индикаторы и выставляются на нуль,

е) нагружаются динамометры до освобождения технологических подкладок. Технологические подкладки удаляют, после чего динамометры разгружают до положения, при котором индикаторы между опорой и лапами возвратятся в нуль. Зафиксированные в данном положении нагрузки на динамометрах соответствуют действительным нагрузкам на лапах цилиндра. Корректировка нагрузок до формулярных производится изменением толщины подкладок под лапы цилиндра или разворотом корпуса опоры среднего подшипника вместе с фундаментной рамой относительно продольной оси турбины;

ж) обтягиваются шпильки фундаментной рамы с контролем неизменности нагрузок на динамометрах, центровкой РНД РСД, центровкой опоры среднего подшипника по масляным расточкам и плотности прилегания опоры к фундаментной раме;

з) переводятся передние опорные лапы нижней половины ЦСД на технологические подкладки, после чего динамометры вывертывают.

Установка ЦВД на динамометрах заключается в нагружении передних и задних опорных лап цилиндра до формулярных нагрузок с помощью динамометров одновременно с центровкой роторов высокого и среднего давлений, центровкой ЦВД по паровым расточкам и центровкой опоры переднего подшипника относительно РВД по масляной и водомасляной расточкам.

Установка ЦВД на динамометрах выполняется в следующей технологической последовательности:

а) устанавливается нижняя половина ЦВД без внутреннего корпуса, обойм и диафрагм технологические подкладки;

б) укладывается РВД в подшипник. При этом ротор опирается на вкладыш переднего подшипника и на технологический вкладыш,

устанавливаемый в расточку переднего маслостойника опоры среднего подшипника;

в) прицентровывается РВД к РСД черещением опоры переднего подшипника, одновременно опоры прицентровывают к РВД по масляной и водомасляной расточкам. Величина требуемой центровки расточек приведена на рис. 15.2.

В данном случае раскрытие внизу полумуфты роторов на 0,35-0,38 мм выбрано из условия виброустойчивости переднего подшипника турбины при трехопорной системе роторов, а также с учетом неравномерного прогресса фундамента при работе турбины (рост колонии фундамента под опорой среднего подшипника),

г) проверяется центровка ЦВД относительно РВД по паровым расточкам. При необходимости центровку цилиндра корректируют подгонкой Г-образных вертикальных шпонок его соединения с передней и средней опорами подшипников или изменением толщины технологических подкладок под опорными лапами;

д) замеряется с помощью динамометров нагрузка на передние и задние опорные лапы ЦВД. Замер нагрузок осуществляется аналогично тому, что записано в пп. «д» и «е» раздела «Установка ЦСД на динамометрах». Корректировка фактических нагрузок до формулярных производится изменением толщины технологических подкладок под лапами цилиндра или разворотом опоры переднего подшипника вместе с фундаментной рамой относительно продольной оси турбины;

е) обтягиваются окончательно шпильки фундаментной рамы опоры переднего подшипника с контролем неизменности нагрузок из динамометров, центровки РВД РСД, центровки опоры переднего подшипника по масляной и водомасляной расточкам и точности прилегания опоры к фундаментной раме;

ж) переподвигаются опорные лапы нижней половины ЦВД на технологические подкладки, после чего динамометры вывериваются.

Подливка фундаментных плит и рам. По выставлении цилиндров турбины на динамометрах производится подготовка под подливку бетоном фундаментных плит и рам подшипника.

Подливка фундаментных плит и рам производится при установке на фундамент не менее 80-85% оборудования, причем должны быть установлены все тяжеловесные узлы турбины и генератор.

К началу подливки необходимо, чтобы были выполнены следующие работы.

сцентрированы роторы турбины между собой; собраны цилиндры турбины к подливке; установлен конденсатор на опорные при-

жимах, переходный патрубок приварен к конденсатору и выхлопному патрубку ЦНД. При этом выхлопной патрубок должен иметь рабочую нагрузку от воды в конденсаторе. Вместо палива воды в конденсатор выхлопной патрубок можно нагрузить, ослабив часть пружин конденсатора на величину, соответствующую рабочей нагрузке от воды.

приварены трубопроводы отборов ЦНД; закреплены фундаментные плиты и рамы окончательно, фундаментные шпильки обтянуты и их концы гайки заstopорены электросваркой, клинья и подкладки прихвачены электросваркой друг к другу,

проверен прилегание ЦНД и опор подшипников к фундаментным плитам и рамам.

При сборке цилиндров турбины к подливке производятся следующие работы:

укладывают в цилиндры турбины нижние половинные диафрагмы ЦНД, нижние половинные внутренних корпусов ЦСД и ЦВД с диафрагмами, нижние половинные обоймы диафрагм ЦСД и ЦВД с диафрагмами, нижние половинные обоймы концевых уплотнений ЦСД и ЦВД;

укладывают роторы турбины в подшипники. Проверяют разбег роторов в проточной части цилиндров;

производят сборку упорного подшипника, проверяют разбег роторов в упорном подшипнике, после чего муфты роторов сближают; смещают роторы турбины в упорном подшипнике в сторону генератора до упора в его рабочие колодки. В этом положении замсражают осевые зазоры проточной части ЦВД. При необходимости корректировка зазоров производится осевым перемещением внешнего корпуса ЦВД вместе с опорой переднего подшипника с соответствующей подгонкой поперечных Г-образных шпонок соединения ЦВД со средней опорой;

смещают роторы турбины в упорном подшипнике в сторону регулятора до упора в его установочные колодки. В этом положении замсрают осевые зазоры проточной части ЦСД и ЦНД. При необходимости корректировка зазоров ЦСД и первого потока ЦНД производится осевым перемещением опоры среднего подшипника вместе с ЦВД и опоры переднего подшипника относительно ЦСД с соответствующей подгонкой Г-образных поперечных шпонок соединения ЦСД с опорой среднего подшипника. Корректировка зазоров второго и третьего потоков ЦНД производится осевым перемещением обоймы ЦНД относительно цилиндра с соответствующей подгонкой Г-образных шпонок соединения обоймы с цилиндром;

устанавливают верхние половинные обоймы ЦНД, внутренних корпусов обоймы диафрагм и обоймы концевых уплотнений ЦСД и ЦВД,

всрхние крышки ЦНД, ЦСД, ЦВД. Производят обтягивание разъемов цилиндров призонными и частично проходными шпильками до полного закрытия разъемов с контролем плотности пластичным шупом.

К началу подливки поверхность фундамента очищается от мусора, продувается сжатым воздухом и промывается водой. В местах подливки на поверхности бетона выполняют песочку (для лучшего сцепления подливаемого бетона с бетном фундамента). Подготавливается опалубка для бетонопропана, колодцы фундаментных шпилек засыпают сухим песком.

Засыпка фундаментных колодцев песком производится для возможности демонтажа фундаментных плит и рам, если возникнет необходимость снятия турбины с фундамента.

Подливку следует производить непрерывно и закончить ее до начала схватывания бетона.

В процессе подливки бетонная масса проталкивается металлическими штырями и уплотняется вибраторами, чтобы пространство под плитами и рамами было полностью заполнено.

Уровень подливки выполняется на 20-30 мм ниже верхней плоскости фундаментных плит для того, чтобы после выполнения чистого пола машинного зала верхняя плоскость плит была на одном с ним уровне.

Для подливки турбины используется бетон не ниже марки 200. Гравий или мелкий щебень, применяемый в бетоне, должен иметь зерна не более 30 мм. Для контроля прочности бетона в процессе его застывания одновременно с подливкой из каждой партии раствора заливается несколько пробных кубиков размером 100×100×100 мм с указанием даты подливки.

Подливка турбины и выставление бетона после подливки должны производиться при температуре в машинном зале не ниже плюс 5°С, после подливки свежий бетон должен периодически поливаться водой во избежание его растрескивания.

Закрепается механизм выгрузки из фундаментных плит и рамы до того момента, пока прочность бетона не достигнет 60-70% расчетной величины. При этом нельзя снимать крышки цилиндров, присоединять к турбине крупные трубопроводы и производить другие работы, связанные с изменением нагрузки.

До застывания бетона 60-70% прочности производится прихватка ЦНД к фундаментным плитам и опорам шпильками с фундаментным разъемом, а также центровка роторов. При необходимости корректировки центровки роторов производят переключение выключатель подливочного на обрешетку колодцев установочных колец, после чего верхние половины цилиндров разбирают и укладывают роторы.

Центровка обойм и диафрагм. Калибровка уплотнений цилиндра. Центровка внутренних

элементов цилиндров производится после окончательного закрепления турбины на фундаменте подливкой фундаментных плит и рам.

При установке в цилиндры внутренних корпусов, обойм с диафрагмами и обойм концевых уплотнений проверяют

чистоту расточек цилиндров и обойм, отсутствие в шпоночных соединениях зазора и заусенцев;

крепление установочных шпонок, стопорные крепежа шпонок от откидывания,

осевые люфты обойм и диафрагм в соответствующих расточках и поперечные люфты в шпоночных соединениях;

плотность горизонтальных разъемов внутренних корпусов цилиндров, обойм, диафрагм.

Проверка центровки внутренних элементов цилиндров производится при помощи калибровых валов или оптическим методом с применением специальных таблиц, учитывающих статический прогиб роторов в различных сечениях по длине каждого ротора.

При укладке калибрового вала в подшипники контролируют соответствие его положения по паровым и масляным расточкам положению ротора. В случае проведения центровки внутренних элементов цилиндра оптическим методом в процессе постройки оптической трубы учитывается фактическое положение ротора по паровым и масляным расточкам.

Смещение оси расточки диафрагмы или обоймы относительно оси ротора не должно превышать 0,05 мм. При необходимости центровку корректируют смещением диафрагмы или обоймы с подгонкой соответствующих боковых или нижних шпонок.

По окончании центровочных работ проверяют тепловые зазоры по диафрагмам и обоймам, нижним и боковым шпилькам, осевым и радиальным «пинам» диафрагм и обойм, фиксирующим зубьям внутренних корпусов. Замеряемые зазоры должны соответствовать чертежам турбины.

В расточки диафрагм и обойм концевых уплотнений устанавливаются уплотнительные сегменты, в расточки корпусов подшипников — маслоотбойники. В подшипники турбины укладываются роторы. Производится замер боковых радиальных зазоров по набивочным, диафрагменным и концевым уплотнениям цилиндров, а также по маслоотбойникам опор подшипников.

Калибровка уплотнений цилиндров и маслоотбойников подшипников производится проточкой уплотняющих ушков резцами, закрепляемыми на калибровых валах. При выставлении резцов в качестве базовых принимают замеры боковых зазоров.

Сегменты уплотнений цилиндров при уплотненных зазорах приближают подрезкой их опорных запилыцов.

При калибровке уплотнений цилиндров сегменты для предотвращения радиальных смещений расклиниваются деревянными клиньями.

Сборка и закрытие цилиндров. Закрытие цилиндров турбины производится после окончания всех пригоночных работ по проточной части цилиндров и подшипников.

Перед закрытием выполняется контрольный замер осевых и радиальных зазоров проточной части и уплотнений, а также осевого разбега ротора в цилиндре согласно формуле ру турбины. Зазоры замеряют с помощью клиновых и пластинчатых щупов.

До проведения замеров проточной части собирается упорный подшипник и сблачиваются муфты роторов. Как указывалось выше, при замере проточной части ЦВД роторы устанавливаются в положение упора в рабочие колодки упорного подшипника (сторона генератора), при замере проточной части ЦСД и ЦНД в положение упора в установочные колодки (сторона регулятора). Таким образом, каждый ротор устанавливают в его крайнее положение в цилиндре в направлении минимальных осевых зазоров ступеней (входных зазоров).

Зазоры проточной части цилиндра замеряются при двух положениях ротора (своротом ротора на 90°).

Проверка осевого разбега ротора в цилиндре необходима для контроля правильности сборки цилиндра и контроля отсутствия посторонних предметов. Осевые разбеги роторов замеряются при удаленных колодках упорного подшипника. Проверка разбега ротора производится дважды, сначала в нижней половине цилиндра, а затем при закрытом цилиндре. Осевой разбег РНД проверяется с установленными маслоотбойниками подшипников № 4, 5 и без маслоотбойников.

При подготовке к сборке цилиндров производят следующие работы:

удаляют из нижних половин цилиндров роторы, внутренние корпуса, диафрагмы, обоймы диафрагм и обоймы концевых уплотнений. Из корпусов подшипников удаляют вкладыши подшипников, установочные колыца, корпус упорного подшипника;

очищают внутренние поверхности цилиндров и корпусов подшипников от грязи и пыли и обдувают сжатым воздухом. Все труднодоступные места внутри цилиндров тщательно осматривают, дренажные отверстия и отверстия для присоединения контрольно-измерительных приборов продувают. Рассточки цилиндров под обоймы и диафрагмы патрируют

чешуйчатым графитом. Очищают и продувают камеры и присоединительные патрубки концевых уплотнений цилиндры, а также маслопроводы в пределах турбины. На все патрубки цилиндров и маслопроводы устанавливают запилушки,

обдувают роторы, внутренние корпуса цилиндров, диафрагмы, обоймы с латым воздухом. С помощью переносной лампы осматривают роторы и диафрагмы, чтобы убедиться в том, что в межлопаточных каналах нет посторонних предметов. Во внутренних корпусах ЦВД и ЦСД проверяют состояние соловых аппаратов и их крепление. На паровпускных патрубках корпусов проверяют состояние поршневых колец. Дренажные отверстия внутренних корпусов продувают;

производят сборку нижних половин подшипников.

Работы по сборке цилиндров выполняют непрерывно до момента закрытия крышек.

Сборку цилиндров начинают с установки нижних половин внутренних корпусов, обоймы с диафрагмами, диафрагм пятих ступеней ЦНД, обойм концевых уплотнений, а также нижних половин установочных колец и вкладышей подшипников. Только после этого устанавливают роторы, а затем всрание половины внутренних корпусов, обоймы с диафрагмами, диафрагм пятих ступеней ЦНД, обойм концевых уплотнений и сблачивают их горизонтальными разъемы с нижними половинками.

В процессе сборки цилиндров все внутренние крепежные детали должны быть надежно закреплены от выпадения или отвинчивания.

После установки всех внутренних элементов цилиндров производится закрытие верхних крышек цилиндры.

Необходимо отметить, что всрание крышки ЦСД и первого потока ЦНД окончательно соединяют между собой при закрытии цилиндров (крышки второго и третьего потоков ЦНД окончательно соединяют, как указывалось выше, во время сборки турбины под давлением).

Перед закрытием ЦСД и первого потока ЦНД крышку первого потока перекастовывают для установки верхних половин диафрагм I 4-го ступеней, после чего крышку устанавливают на место и обтягивают крепеж горизонтального разбега первого потока. После установки верхней крышки первого потока ЦНД устанавливают верхнюю крышку ЦСД и обтягивают крепеж сначала горизонтального разбега ЦСД, а затем вертикального разбега ЦСД с первым потоком ЦНД.

При сборке цилиндров турбины горизонтальные разбеги ЦВД и ЦСД натирают сухим чешуйчатым графитом, горизонтальные и вер-

тикальные разъемы ЦНД, а также вертикальный разъем первого лопка ЦНД с ЦСД уплотняют мастикой, имеющей следующий состав (по массе): глет свинцовый - 45%; железо, восстановленное водородом, - 21%; железный сурик - 17%; свинцовый сурик - 12%; графит чешуйчатый - 5%. Олифа натуральная вареная добавляется в количестве 300 г на 1 кг сухой смеси из перечисленных компонентов.

Резьбовые соединения паружных корпусов и внутренних элементов цилиндров для предотвращения пригорания в процессе работы турбины при сборке цилиндров смазывают графито медистой смазкой, имеющей состав (по массе): медь порошковая - 10 25%; графит чешуйчатый - 15 20%; глицирин - 60 70% или дисульфиди млибдсеновой смазкой, имеющей состав (по массе): дисульфид молибдена - 54%; глицирин - 45%.

Затяжка шпилек наружных и внутренних корпусов ЦВД и ЦСД производится в два этапа: первоначально шпильку затягивают налодно, затем шпильку затягивают латорячо до определенного угла поворота гайки (удлинения).

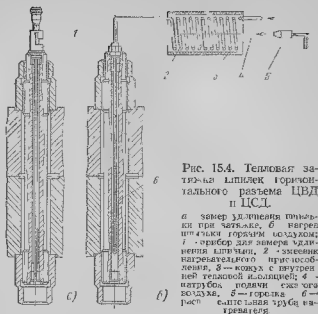
Момент при затяжке шпильки пахлодно и угол поворота гайки при затяжке наорячо установлены в зависимости от диаметра и материала шпильки для создания необходимых напряжений в шпильках, обеспечивающих плотность разъемов корпусов цилиндров.

Усилие затяжки шпилек наружных корпусов ЦВД и ЦСД контролируется по величине их удлинения, замеряемой специальным прибором (рис. 15.4,а).

Данные по затяжке крепежа горизонтальных разъемов цилиндров приводятся в заводской инструкции.

Нагрев шпильки при затяжке нагорячо производится воздухом, нагретым автогенной горелкой в специальном заводском приспособлении (рис. 15.4,б) или с помощью различных нагревателей с применением карбоновых стержней, подключаемых к сварочному трансформатору. Запрещается нагревание шпильки открытым пламенем горелки, так как при этом возможен местный перегрев металла с образованием микротрещин; также запрещается навинчивать гайки ударом молота по рукоятке ключа. Скорость нагрева шпильки не должна превышать 15°С/мин.

Как указывалось выше, в процессе установки и сборки турбины цилиндры высокого и среднего давления ориентируют пильным лалами на технологические подкладки. Изменением толщины технологических подкладок производится центровка цилиндра и корректировка нагрузки на его опорных лапах по динамометрам



После закрытия и сбодчивания горизонтальных разъемов паружных корпусов ЦВД и ЦСД переходят в рабочее положение с опиранием верхними лапами на штатные подкладки, а технологические подкладки изпод нижних лап удаляют. При этом неизменность положения цилиндра относительно ротора контролируется индикатором. Схема перевода опорных лап цилиндра с технологических подкладок на штатные приведена на рис. 15.5.

Сборка подшипников. При сборке опорных подшипников турбины производятся ревизия вкладышей и установочных колец, выполняются натяги на вкладышах.

При ревизии вкладышей подшипников проверяется, что:

сферические поверхности вкладышей не имеют шероховатости, заблн, заусенцев и

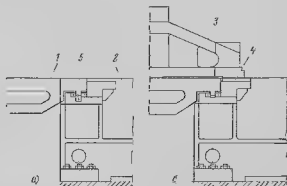


Рис. 15.5. Схема перевода опорных лап цилиндра с технологических подкладок на штатные.

а — нижняя половина цилиндра опирается на технологическую подкладку; б — цилиндр в сборе опирается на постоянную подкладку; в — цилиндр в сборе опирается на постоянную подкладку; г — цилиндр в сборе опирается на постоянную подкладку; д — цилиндр в сборе опирается на постоянную подкладку; е — цилиндр в сборе опирается на постоянную подкладку; ж — цилиндр в сборе опирается на постоянную подкладку.

плотно прилегают к сопрягаемым поверхностям установочных колец. Проверку прилегания производят пластинчатым щупом и по краске.

рабочие поверхности баббитовой заливки вкладышей не имеют глубоких рисок, инородных включений, раковин, отслоений баббита, верхняя половина вкладыша плотно прилегает к нижней. Плотность горизонтального вкладыша проверяют пластинчатым щупом и по краске.

шейки роторов прилегают к баббиту нижних половин вкладышей по всей длине вкладышей, верхние и боковые масляные зазоры соответствуют формуляру турбины.

В случае проведения пригоночных работ по вкладышу применяется калибр, диаметр которого равен диаметру шейки ротора плюс двойной боковой масляный зазор.

При ревизии установочных колец подшипников проверяется, что:

• стопорные шайбы, удерживающие вершние половинны установочных колец в крышках подшипников № 1 и 2, и головки винтов утопают в подрезке;

• штифты на разъемах установочных колец подшипников № 1 и 2 надежно фиксируют верхние половинны колец относительно нижних;

• под опорными колодками установочных колец количество прокладок не превышает трех, колодки не имеют забоины и заусенцев, винты, крепящие колодки, обтянуты, головки винтов утопают в подрезке. При обтягивании винтов колодки обстукивают медным молотком;

• опорные колодки плотно прилегают к расточкам корпусов подшипников. Плотность прилегания проверяют пластинчатым щупом и по краске.

Окончательная проверка прилегания и пригоночных работ по скопичным установочным работ по роторам турбоагрегата. После пригоночки колодок центровка роторов должна быть проверена и при необходимости подкорректирована. Проверка прилегания колодок производится при установленных вкладышах подшипников; при этом зазор под нижней колодкой не должен превышать 0,05 мм.

После нагружения подшипника ротором зазор по нижней колодке выбирается. Натяги на вкладышах подшипников осуществляются съемом вкладышей крышками и установочными полукольцами при сближении резьбовых соединений вкладышей с корпусами подшипников. Натяг корректируется шабренем разлома вкладыша (уменьшение натяга) или крышки вкладыша с установочным полукольцом (увеличение натяга).

При сборке упорного подшипника турбины производится ревизия упорного гребня ротора, упорных колодок и масляных уплотнений

подшипника, проверяется разбег ротора в упорном подшипнике.

При ревизии упорного гребня проверяют его торцевое бисие с обеих сторон, а также отсутствие волнистости и конусности. Торцевое бисие упорного гребня не должно превышать 0,02 мм. Замер бисия производится на расстоянии 10-15 мм от края и на середине гребня. Отсутствие волнистости и конусности проверяют по линейке.

При ревизии колодок проверяют, что: рабочие поверхности баббитовой заливки колодок не имеют рисок, инородных включений, раковин, отслоений баббита.

При нагружении паровой плитой упорных колодок, собранных в обойме, и установке между плитой и одной из колодок пластины толщиной 3,5 мм все остальные колодки плотно прилегают к плите.

накладки упорных колодок имеют скос со стороны захода масла;

радиальный люфт накладок относительно упорных колодок, обеспечивающий тепловое расширение накладок, составляет 0,10-0,20 мм.

При ревизии масляных уплотнений упорного подшипника проверяют радиальные зазоры и соответствие зазоров формуляру турбины. Замер радиальных зазоров производят с помощью пластинчатого щупа и свинцовых отливок.

Разбег ротора в упорном подшипнике проверяют при полностью собранном подшипнике, установленных призовных болтах и обжатом горизонтальном развесе корпуса подшипника. При сборке контролируют, чтобы все упорные колодки имели возможность самоустанавливаться.

Разбег ротора должен составлять 0,5-0,6 мм. При необходимости разбег корректируют изменением толщины установочного кольца обоймы подшипника.

Окончательную сборку опорных и упорного подшипников производят после проведения очистки их картеров путем прокачки масла. При окончательной сборке устанавливают термометры сопротивления для замера температуры баббита вкладышей и упорных колодок, а также выносные дроссельные шайбы на подводе масла к подшипникам.

Сборка муфт. При сборке муфт роторов турбоагрегата производят проверку спаривания полумуфт РВД, РСД, РНД, спаривания полумуфты РНД с полумуфтой ротора (искратора с последующей райберовкой отверстий под призовые болты. От качества спаривания полумуфт ротора существенно зависит выбранное состояние турбоагрегата.

Для проверки спаривания полумуфт с помощью индикаторов замеряют их торцевое и

радиальное биение. При совмещении полумуфт максимальное торцовое биение одной полумуфты должно совпадать с минимальным биением другой, причем суммарное биение не должно превышать для муфт РСД РНД и РНД -РГ 0,02 мм, а для муфты РВД РСД 0,01 мм. После сборки муфты радиальное биение полумуфт не должно изменяться более чем на 0,03 мм.

Пригонные болты муфт устанавливают с зазором 0,02-0,04 мм. При установке пригонных болтов головки болтов и тарки должны прилегать к полумуфтам всей поверхностью, перекос болтов не допускается.

При сборке муфты РВД РСД контролируют усилие затяжки пригонных болтов по величине на удлинении (которое должно составлять 0,15-0,20 мм), и производят маятниковую проверку.

Маятниковая проверка муфты РВД РСД заключается в замере радиального биения переднего конца РВД при удаленном вкладыше переднего подшипника. Биение, замеряемое на передней шейке ротора, не должно превышать 0,1 мм.

Маятниковая проверка производится с помощью следующего приспособления, представленного на рис. 156.

При собранном приспособлении передняя шейка РВД 5 опирается на бугель 1 подвижный к крышке 2, опирающийся через роликовые опоры 3 на клинья 4 закрепленные на корпусе опоры подшипника 6. Передний конец РВД имеет возможность перемещаться при повороте ротора вместе с шариком 2 в сборе с бугелем 1 на роликовых опорах 3 в горизонтальном, поперечном оси ротора направлении. Клинья 4 служат для выставления переднего конца РВД в положение, соответствующее его положению в штатном вкладыше (с контролем по частной рамочке опоры переднего подшипника).

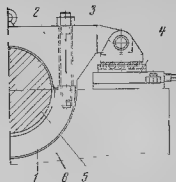
При проведении маятниковой проверки маслястобины передней и средней опор и подшипников и подмасляное уплотнение передней опоры удаляют.

Если биение переднего конца РВД превышает допустимую величину, исправление спаривания полумуфт РВД РСД производят перераспределением усилий затяжки пригонных болтов муфты или шабрением торцов полумуфт.

Спаривание полумуфт РНД с полумуфтой ротора генератора для райберовки отверстий под пригонные болты производят после окончательной прицентровки ротора генератора к РНД. При этом полумуфты ротора выставляются таким образом, чтобы было обеспечено минимальное перекрытие по отверстиям, а суммарное торцовое биение полумуфт не превышало 0,02 мм (как указывалось выше). Муфты сблизивают тремя-четырьмя проходными болтами, контролируя, что радиальное биение полумуфт не изменяется более чем на 0,03 мм.

Рис. 156 Приспособление для маятниковой проверки муфты РВД-РСД

1 бугель 2 шарик
3 роликовая опора 4 клин
5 шейка 6 корпус опоры подшипника



При проведении райберовки к качеству отверстий в полумуфтах роторов предъявляются следующие требования:

высокая чистота обработанной поверхности; конусность и овальность не более 0,02 мм; перпендикулярность оси отверстия торцу полумуфты (по угольнику); отклонение диаметра отверстия от номинала в пределах $\pm 0,5$ мм.

15.2. УСТАНОВКА И СБОРКА КОНДЕНСАТОРА

Установка и сборка корпуса конденсатора. Конденсатор турбины К-15240 поставляется на электростанцию сдельными транспортными блоками.

Корпус конденсатора поставляется шестью блоками. На каждом из них для удобства сборки несмываемой краской наносят на 1 лист

нижняя крайняя левая часть;
верхняя крайняя левая часть;
нижняя средняя часть,
верхняя средняя часть;
нижняя крайняя правая часть;
верхняя крайняя правая часть

Водяные камеры, крышки водяных камер, передний патрубок, паровые циты, опорная рама, конденсатосборники, приемно-сбросные устройства поставляются отдельно от корпуса конденсатора, причем переходный патрубок и опорная рама поставляются тремя частями, а каждая из водяных камер и крышка камеры — двумя частями. Части корпуса конденсатора, передний патрубок и паровых камер для транспортировки усиливаются технологическими рамами жесткости. Охлаждающие трубки поставляются упакованными в ящики.

Масса узлов конденсатора К-15240, кг

Корпус конденсатора (без охлаждающих трубок, водяных камер и конденсатосборников)	112 430
Охлаждающие трубки	132 175
Переходный патрубок	50 040
Конденсатосборник	1276
Водяная камера передняя левая (правая)	3393
Водяная камера задняя левая (правая)	3228

Крышка в водяной камере передней левой (правой)	9342
Крышка водяной камеры задней левой (правой)	6042
Паровые щиты	5986
Конденсатор в сборе с переходным патрубком без воды	360 000
с водой в водяном пространстве	610 000
с водой в паровом пространстве	985 000
Опорная рама	22 432
Приемно-сборное устройство	5879

Установка и сборка корпуса конденсатора выполняется в период подготовки работ до начала монтажа турбоагрегата. Технологию сборки и сварки корпуса конденсатора выбирают в зависимости от степени готовности фундамента турбоагрегата.

Точность сборки корпуса конденсатора определяется допуском на осежность отверстий трубных досок, которая составляет всего 1-2 мм. Поэтому самым лучшим местом для сборки является нижняя плита фундамента турбоагрегата с изготовленными железобетонными опорами (тумбами), на которые устанавливается конденсатор.

В случае неготовности нижней части фундамента турбоагрегата сборку корпуса конденсатора производят на монтажной площадке на шпальной выкладке или на пневматической сварной раме. До окончания установки и сборки корпуса конденсатора для возможности закладки частей корпуса в проем фундамента один из продольных рядов нижней плиты фундамента конденсатора не устанавливается.

Конденсатор устанавливается на фундаментной раме, опирающейся на четыре пружинные опоры (по восемь пружин каждой опоре).

Сборку корпуса конденсатора производят в следующей технологической последовательности:

укрупнение частей корпуса конденсатора, сборка на фундаменте опорной рамы конденсатора,

установка на опорную раму укрупненных частей корпуса конденсатора и их сварка,

установка на корпус конденсатора частей переходного патрубка и водяных камер и их сварка, установка конденсатосборников,

установка паровых щитов конденсатора.

Укрупнение частей корпуса конденсатора производится, как правило, на сборочной площадке на шпальной выкладке. При изготовлении шпальной выкладки необходимо точно выставить опорные дуги в горизонтальной плоскости, для чего используют песчаную подсыпку под нижний ряд шпальной выкладки.

Нижние и верхние части корпуса конденсатора (крайние левые, крайние правые и средние) поочередно выставляют на шпальной выкладке и сваривают между собой. До сварки временные жесткости частей корпуса не

срезают, за исключением тех жесткостей, которые препятствуют стыковке и старке.

Перед сборкой опорной рамы конденсатора на железобетонные тумбы фундамента устанавливают на парных клипсах фундаментные плиты пружинных опор конденсатора и выставляют по осям в высотной отметке в проем фундамента между оторочными тумбами заводят конденсатосборники. На фундаментные плиты опор конденсатора устанавливают пружины по маркировке в соответствии с фирм-модером.

При сборке опорной рамы конденсатора ее крайние части укладывают на пружинные опоры и выставляют по осям в горизонтальной плоскости по уровню, после чего устанавливают среднюю часть опорной рамы, опирая ее предварительно грифельными накладками толщиной не менее 30 мм на обе крайние части. Три части опорной рамы сваривают между собой, после чего накладки срезают.

До окончания сборки опорной рамы на раме выставляют все три укрупненные части корпуса конденсатора и сваривают между собой. В процессе подгонки частей корпус и сварки удаляют швеллеры временных рамок жесткости. Нижнюю часть корпуса конденсатора приваривают к опорной раме, применяя приварку к балкам рамы, расположенным вдоль корпуса, производят сплошным швом, в остальных местах — прерывистым швом длиной 200 мм и шагом 200 мм, катет шва 20 мм.

После сборки и сварки корпуса конденсатора в проем фундамента заводят поочередно заднюю, переднюю и среднюю части переходного патрубка и устанавливают на корпус конденсатора. Производят сварку частей переходного патрубка между собой по наружным стенкам и внутренним связям, при этом при необходимости путем подрезки стенок и связей обеспечивают размеры нижней горловины переходного патрубка и конденсатора и верхней горловины по выходному патрубку ЦНД турбины. Переходный патрубок приваривают к корпусу конденсатора, после чего временные жесткости в патрубке срезают. После приварки горизонтальный сварной шов соединения переходного патрубка с корпусом конденсатора усиливается вертикальными ребрами жесткости (монтажным усилением). В переходном патрубке устанавливают трубы отборов ЦНД в соответствии с чертежом.

Части водяных камер конденсатора сваривают в сборе с крышками отдельно от корпуса конденсатора, после чего крышки с водяных камер снимают, а камеры подгоняют и приваривают к корпусу конденсатора и к спорной раме.

Перед установкой конденсатосборников в днище конденсатора размечают и вырезают

отверстия, после вырезки отверстий конденсаторной обшивки подгоняют и приваривают к конденсатору.

Подгонку и приварку паровых щитов конденсатора производят до окончания сборки корпуса конденсатора до набора охлаждающих трубок, за исключением тех мест, где наличие щитов затрудняет набор трубок (в данном случае установку и приварку щитов производят по мере набора трубок, тщательно подстраивая последние от прожогов).

Перовые щиты подгоняют и устанавливают в основном таким образом, чтобы расстояния между ними и ближайшими отверстиями в трубных досках были одинаковыми по обе стороны щита, но некоторые из них, как, например щиты воздухоохладителя, устанавливают вплотную к трубкам.

Установка и вальцевание охлаждающих трубок. Надежность работы конденсаторов и других теплообменных аппаратов, как правило, зависит от качества закрепления трубок в трубных досках. В настоящее время применяются три основных типа закрепленных трубок: пальцованные, вальцованные и сварные, сварные.

Широко распространенные в прошлом салыпковые уплотнения концов трубок в конденсаторах современных паровых турбин применяются редко, как конструктивно сложные соединения.

При монтаже конденсаторов турбин ХТГЗ применяется метод развальцовки концов трубок в крайних трубных досках с помощью роликовых вальцовок (рис. 157 а).

В процессе вальцевания версты 1 придается вращательно-поступательное движение. Ролики 2, обкатываясь вокруг верста 1 и одновременно перемещаясь в радиальном направлении, раздают трубку, закрепляя ее в отверстиях трубной доски.

Скорость процесса и качество вальцованных соединений зависят от геометрической формы деталей роликовой вальцовки, их материала и термической обработки, а также от физико-механических свойств материала газовой трубки. Роликовые вальцовки хорошо зарекомендовали себя для трубок относительно больших диаметров.

При вальцевании в стенке трубки возникают напряжения, превышающие предел текучести материала. В материале трубы и трубной доски возникают как упругие, так и пластические (остаточные) деформации и в результате этого остаточные радиальные напряжения. Эти напряжения создают на наружной поверхности трубки обжимающее усилие, противодействующее вырывающему усилию. Последнее может возникнуть при появлении продольных сжимающих или растя-

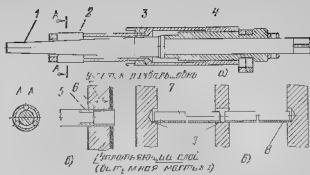


Рис. 157. Установка охлаждающих в свинных трубок конденсатора

а) роликовые вальцовки б) развальцовка в) битумное уплотнение охлаждающих трубок. 1 - охлаждающая трубка, 2 - ролики, 3 - клин, 4 - входная вода, 5 - корпус, 6 - охлаждающая трубка, 7 - трубная доска, 8 - свинная трубка, 9 - отверстие для ввода конденсата, 10 - место приварки щита к корпусу.

гивающих сил на трубках под действием разности тепловых деформаций трубок и корпуса конденсатора.

Надежное соединение между трубкой и трубной доской достигается при разлаче трубки до величины утонения ее стенки, равной 4-6%. При этом условии выступавший за доску конец трубки должен удлиняться на 0,4-0,6 мм. Отверстия в трубных досках выполняются на 0,25-0,45 мм больше наружного диаметра трубок.

Для качественной развальцовки трубок необходимо обеспечивать чистоту сопрягаемых поверхностей, отсутствие следов коррозии на этих поверхностях.

Перед установкой охлаждающих трубок рекомендуется специальным калибром проверить диаметр отверстий в трубных досках. В первую очередь проверяют отверстия, расположенные вблизи сварных швов. Если калибр не проходит и проворачивается в отверстиях, отверстия дополнительно обрабатывают шлифовальной шкуркой. Для удаления забоя, заусенцев, следов коррозии отверстия в крайних трубных досках зачищают до металлического блеска.

Охлаждающие трубки должны отвечать требованиям технических условий, при этом: концы трубок, не имеющие повреждений, не должны подвергаться зачистке. Перед установкой такие трубки необходимо обработать чистыми салфетками для удаления грязи и пыли.

Концы трубок, имеющие небольшие повреждения (забоины, заусенцы и рыхлую окисную пленку), должны зачищаться до удаления дефектов с применением абразивных мелкозернистых ласт или другим способом, не приводящим к образованию рисок;

трубки, имеющие значительные повреждения (глубокие риски, трещины, вмятины, пробоины и изъязвленную коррозионной поверхностью), должны отбраковываться.

Применение для механизированной и ручной зачистки концов охлаждающих трубок проволоочных щеток, карболенов, крупнозернистого наждачного полотна или других материалов, оставляющих на поверхности трубок видимые невооруженным глазом риски, запрещается.

К началу установки охлаждающих трубок в конденсаторе должны быть установлены и прихвачены электросваркой сливные трубки (рис. 157, в). При этом имеющиеся в них отверстия не должны перекрываться отверстиями трубных досок.

Установка охлаждающих трубок выполняется партиями по 100-150 шт., после чего трубки вальцуют в трубной доске со стороны выровненных концов. Затем подрезают противоположные концы трубок и производят их вальцовку. Вначале набирают трубки воздухоохладителей конденсатора, затем остальные трубки спизу вверх. Длительный разрыв во времени между установкой трубок и их развальцовкой (более 4 ч) не допускается, поскольку при этом концы трубок и поверхность отверстий могут покрываться пленкой окиси и пыли, которые значительно ухудшают качество соединения.

Для предупреждения перенальцовки трубок, что может вызвать их поломку или появление кольцевых трещин и подрезов, при-

меняются автоматические устройства, ограничивающие крутящий момент вальцовки. Необходимый и максимально допустимый крутящий момент, соответствующие требуемой степени развальцовки трубок, определяют путем предварительного пробного вальцевания отрезков труб в опытной доске (плите).

Во избежание подрезки трубок о внутреннюю кромку отверстий в трубной доске и азотирования концевых напряжений в этом месте вальцевание производят на участке 0,75-0,9 толщины трубной доски (рис. 157, б). По окончании вальцевания трубок на наружную поверхность крайних трубных досок конденсатора накладывают уплотнительную мастику.

Присоединение конденсатора к выпускному патрубку турбины. Конденсатор К-15240 имеет жесткое сварное соединение с выпускным патрубком турбины. При этом его пружинные опоры воспринимают полностью вес сухого конденсатора и частично рабочий вес циркуляционной воды в водяных камерах конденсатора в паровом пространстве, а также компенсируют тепловые деформации и деформации под вакуумом корпуса конденсатора. Частично нагрузка от рабочего веса циркуляционной воды и конденсата в конденсаторе передается через сварное присоединение на выпускной патрубок турбины.

При присоединении конденсатора к турбине требуется правильная нагрузка его пружинных опор и качественное выполнение сварного соединения, чтобы не вызывать деформацию выпускного патрубка турбины и тем самым расцентровку турбины и отрыв ее опорных болтов от фундаментных плит. Кроме того, сварное соединение должно отвечать условиям прочности в вакуумной плотности.

Присоединение конденсатора к турбине выполняется после того, как турбина выверена и закреплена на фундаменте (фундаментные болты и шпильки обтянуты, каньки под фундаментными плитами и рамами застопорены электросваркой) и сборка конденсатора полностью закончена.

Перед присоединением конденсатора к турбине на кромках патрубка турбины и на полках горловины конденсатора нагосят риски, соответствующие продольной и поперечной осям патрубка и горловины. С помощью нажимных болтов 5 (рис. 158) конденсатор равномерно поднимают на пружинах 4 до тех пор, пока между его горловиной и выпускным патрубком не установится зазор 3-5 мм по всему периметру. После этого конденсатор перемещают в продольном и поперечном направлениях до совпадения рисок. Перечисленные осуществляются, подбивая верхнюю часть каждой пружины в направлении, противоположном

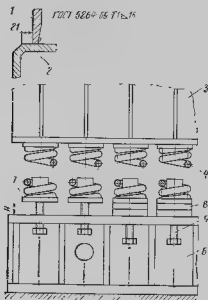


Рис. 158 Присоединение конденсатора к выпускному патрубку турбины

1 - выпускной патрубок ЦНД; 2 - фланец конденсатора; 3 - корпус конденсатора; 4 - пружины; 5 - нажимный болт; 6 - фундаментная рама; 7 - станина; 8 - установочная шпилька

тому, куда необходимо переместить конденсатор. После того, как выверка конденсатора по осям закончена, необходимо убедиться в том, что каждая пружина расположена вертикально. Дальнейший подъем конденсатора для сближения с выхлопным патрубком турбины продолжают до тех пор, пока зазор между полкой горловины конденсатора и кромкой выхлопного патрубка турбины не окажется равным 2 ± 1 мм.

При необходимости полученный зазор корректируют подерзкой кромки выхлопного патрубка газовым резакон с дальнейшей разделкой кромки под электросварку. Одновременно с выставлением зазора под сварку, завышающая или вывирочная нажимные болты, производят распределение нагрузок на пружины опор конденсатора в соответствии с формуляром. Нагрузки каждой пружины определяют по величине ее сжатия при известной кисти.

Приварку конденсатора к турбине выполняют односторонним усиленным швом, расположенным с внутренней стороны патрубка, поскольку с внешней стороны доступ к турбине затруднен.

Перед приваркой конденсатора производят приватки в следующей последовательности: одновременно приватка углов участками по 200 мм;

приватка середины сторон участками по 200 мм.

Приватки выполняют теми же электродами, что и основные швы, с соблюдением всех требований, предъявляемых к их качеству; не допускается выполнение приваток с глубокими, незаплавленными кратерами, являющимися одной из причин образования трещин.

После приваток производят сварку по всему периметру шва, начиная от середины каждой стороны к углам патрубка. Приварку конденсатора к турбине выполняют полуавтоматическим или ручным способом.

При применении ручного способа сварку производят обратноточечным швом. Сварка должна производиться квалифицированными электросварщиками. Качество швов проверяют внешним осмотром, при котором определяют соответствие катетов шва чертежному и отсутствие трещин, выходящих на поверхность. При обнаружении швов с размерами, меньшими требуемых, швы должны быть доварены. При обнаружении трещин участки шва с трещинами должны быть вырезаны шлифовальными с последующей заваркой.

После приварки конденсатора к турбине сварной шов усиливается вертикальными ребрами жесткости (монтажным усилением). В процессе сварки осуществляется непрерывный контроль за состоянием турбины. Обяза-

тельному измерению подлежат следующие величины.

взаимное перемещение полумуфта по асфальту и горизонтально, изменение зазора между плоскостями полумуфта (угловое раскрытие полумуфта); прилегание опорных боков ЦНД к фундаментным плитам.

После приварки конденсатора измеряют расстояние H (рис 15.8) между рамой 6 и стаканом 7. По полученным размерам протачивают установочные шайбы 8. Шайбы устанавливают в местах замеров H под стаканы и стопорят электросваркой, после чего латочные болты 5 ослабляют. Производят подливку бетоном фундаментных плит (спор конденсатора). Перед подливкой плиты под фундаментными плитами прихватывают электросваркой между собой и к плите.

15.3. ТЕПЛОВАЯ ИЗОЛЯЦИЯ ТУРБИНЫ

Тепловая изоляция турбины состоит из следующих элементов:

каркаса из армирующих и крепежных деталей;

основного теплоизоляционного слоя; защитного покровного слоя; наружной отделки.

Каркас из армирующих и крепежных деталей определяет прочность теплоизоляционной конструкции, он должен надежно обеспечивать крепление основного теплоизоляционного слоя, не разрушаться при длительном воздействии высоких температур, противостоять коррозии при увлажнении, быть удобным в сборке.

Основной теплоизоляционный слой является главным элементом теплоизоляционной конструкции, должен обладать минимальной теплопроводностью, иметь однородную структуру без трещин, пустот, раковин, плотно прилегать к изолируемой поверхности без коробления и сползания. Основной теплоизоляционный слой должен устойчиво работать в условиях переменной температуры и влажности.

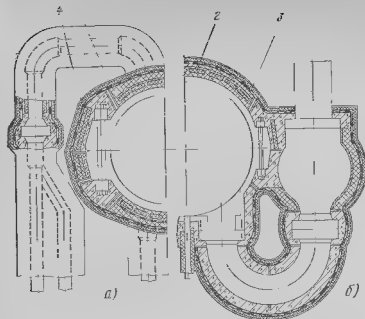
Защитный покровный слой в теплоизоляционной конструкции предохраняет основной теплоизоляционный слой от механических повреждений, а также от воздействия пара, воды, масла.

Наружная отделка тепловой изоляции заключается в оклейке ее наружной поверхности хлопчатобумажными тканями или стеклотканями и в окраске.

Поступающие на монтаж теплоизоляционные материалы и изделия сопровождаются сертификатами завода-изготовителя, в которых указывается наименование материала, его марка и некоторые качественные показате-

Рис. 159 Конструкция тепловой изоляции турбины торкретированием.

а корпус ЦВД б корпус ЦСД 1 — каркас 2 — слой теплового кремнеземистого плит 3 — торцевые плиты тепловой изоляции 4 — стальная изоляция



теди соглас с стандартам или техническим условиям

Монтаж тепловой изоляции турбоустановок осуществляется специализированными организациями

Собственно тепловая изоляция турбины К-300-240 производится методом торкретирования (зальемания)

Конструкция тепловой изоляции на основе торкретирования, получившие в настоящее время широкое применение, обладая достаточной низкой теплопроводностью и малой объемной массой, имеют ряд преимуществ

Описанная ниже тепловая изоляция турбины К-300-240-2 разработана Харьковским филиалом ЦКБ Главэнергопроектирования

Тепловая изоляция турбины К-300-240-2 выполняется монолитной и состоит из слоев торкретированной асбобеззлапши и чередующихся слоев известково-кремнеземистых плит, скрепленных упругой компенсирующей связкой, наносимой торкретированием (рис. 15.9).

Торкретированная асбобеззлапши представляет собой волокнисто прнстнй материал на основе распушенного асбеста 3-го сорта марки П-3 50, волокна которого раствором жидкого калиевого стекла скрепляются между собой и с корпусом турбины

Известково-кремнеземистые плиты, обладающие в высушенном состоянии высокой гигроскопичностью, обеспечивают быстрое твердение торкретированной асбобеззлапши, чем ускоряют процесс монтажа.

Монтаж изоляции начинают с установки стержней каркаса В корпусах ЦВД и ЦСД сверлятся отверстия глубиной 15 мм под резь-

бу М10 с шагом по верху цилиндра 600×600 мм и по низу 400×400 мм, затем нарезается резьба.

В блоках парораспределения и блоках клапанов промерстгрева сверлятся отверстия М10 с шагом 400×400 мм При этом сверление отверстий на радиусных переходах не допускается.

В отверстия ввинчивают болты М10×14 из хромоникелевой стали, с которыми приаривают стержни Ø 8 мм из углеродистой стали. В верхней части ЦСД стержни приваривают непосредственно к корпусу. Во фланцевых разъемов цилиндров к штырям приваривают разгрузочные подкн из листовой углеродистой стали

4×30 мм. В районе концевых уплотнений цилиндры устанавливают вертикальные козырьки из листовой углеродистой стали толщиной 2 мм для защиты изоляции от повреждения при сборочно-разборочных работах на подшипниках турбины.

Перед нанесением изоляции изолируемую поверхность тщательно очищают от пыли, жира, масла и т. д.

Для лучшего «схватывания» первого слоя торкретированной изоляции с поверхностью цилиндров последние прогревают подачей пара на концевые уплотнения турбины до температуры +80° С

Первый слой торкретированной асбобеззлапши толщиной 30—50 мм, наносимый для выравнивания изолируемой поверхности, служит основанием для укладки на него известково-кремнеземистых плит. Известково-кремнеземистые плиты толщиной 105 мм укладываются с зазором 30—40 мм и крепят к стержням каркаса отожженной проволокой Ø 2 мм. В нижней части цилиндры и штыри дополнительно крепят каркасной проволокой Ø 5 мм, привариваемой к стержням каркаса. Зазоры между плитами заполняют торкретированной асбобеззлапши

После закрепления плит производится наращивание слоев торкретированной асбобеззлапши до проектной толщины. Максимальная толщина изолирующего слоя выходящая за пределы заводского цилиндра и составляет 235/265 мм (верх/низ цилиндра) для ЦВД и соответственно 230/255 мм для ЦСД.

Тепловая изоляция фланцев горизонтального разреза цилиндров выполняется легко

съемными матами из супрестонного базальтового полотна, которые устойчивы к вибрационным нагрузкам, благодаря чему возможно их повторное использование. Для повышения конструктивной прочности верхний слой изоляции фланцев выполняется известково-кремнеземистыми плитами.

Поверхность торкретизованной цилиндрической обтягивается сеткой, покрывается асбестоцементным штукатурным слоем толщиной 15 мм, оклеивается стеклотканью и окрашивается вододисперсионной алюминиевой краской марки ЭВА29.

В связи с применением связки из жидкого калиевого стекла тепловая изоляция турбины должна подвергаться сушке со стороны металла цилиндрической при температуре 150°С. Наличие известково-кремнеземистых плит в слое изоляции ускоряет процесс сушки. В настоящее время рядом с жидким калиевым стеклом применяют алюмохромосферную связку марки АХФ, при этом необходимости в сушке изоляции нет.

Торкретизованная асбестоизоляция ЦВД и ЦСД имеет температурный предел до 450°С. В связи с тем, что блоки парораспределения и блоки клапанов паросредства имеют более высокую температуру теплоносителя, их изолируют асбестомасляной торкретизацией, состоящей из 50% асбеста 3-го сорта и 50% вермикулита, обладающей термостойкостью до 1100°С.

Второй слой изоляции блоков, работающих при относительно низкой температуре, выполняется из минераловатных матов. Стационарная изоляция блоков штукатурится анало-

гично цилиндрам и окрашивается вододисперсионной краской.

Тепловая изоляция ресиверов турбины выполняется криволинейными известково-кремнеземистыми сегментами и минераловатными матами. Наружное покрытие изоляции выполняется из оцинкованной стали толщиной 0,7 мм.

Тепловая изоляция паропроводов турбины выполняется известково-кремнеземистыми изделями на вертикальных участках паропроводов, присоединяемых к нижним половинкам цилиндров ВД и СД, на фланцевых 1100 мм от цилиндра устанавливаются с помощью хомутов опорные полки из листовой углеродистой стали толщиной 2 мм.

На полки устанавливаются известково-кремнеземистые сегменты с таким расчетом, чтобы просвет между торцом сегментов и корпусом составлял примерно 100 мм. При нанесении торкретизации цилиндры в этих местах переходов образуются монолитные соединения.

Для уменьшения перепада температур между паровпуском ЦВД и перепусковыми паропроводами от пара от блоков парораспределения при остывании (во время остановов турбоагрегата) толщина тепловой изоляции перепускных паропроводов увеличена на 40% по отношению к требуемой по нормам.

Изоляция перепускных паропроводов выполняется двухслойной: внутренний слой состоит из известково-кремнеземистых сегментов, наружный из минераловатных матов. На всех паропроводах турбины устанавливаются кожухи из толкостойкой оцинкованной стали

Глава шестнадцатая РЕЖИМЫ ПУСКА И ОСТАНОВА ТУРБОАГРЕГАТА

16.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

При эксплуатации турбоагрегата сверхкритических начальных параметров и большой мощности в связи с существенным увеличением теплов, фланцев и других элементов конструкции неутраченные эксплуатационные и конструктивные особенности турбины проявляются весьма остро. Поэтому достоверное знание условий работы турбины в целом и отдельных ее элементов в переходных и стационарных режимах и правильный учет этих условий имеет решающее значение для обоснованного выбора режима пуска, нагружения и останова турбоагрегата.

При разработке режимов пуска турбоагрегата К-300-240 из различных температурных

состояний (после различного времени простоя турбоагрегата) использован опыт создания и наладки находившихся в эксплуатации турбоагрегатов на высокие и повышенные параметры пара.

Общие турбин К-300-240 в эксплуатации сопровождалось расчетными и экспериментальными исследованиями завода и научно-исследовательских организаций, направленными на изучение теплового и термомеханического состояния элементов конструкции турбоагрегата в переходных и стационарных режимах [16, 41, 49].

Исследования показали, что пусковые и стационарные режимы являются наиболее тяжелыми режимами работы турбины. Это обусловлено тем, что при пусках и остановах тур-

Предельные значения контрольных показателей, характеризующих работу турбоагрегата

Вид показателя	Показатель	Необходимые действия персонала или автоматики	Примечание
Осевой сдвиг, мм	—1,0 или +0,5 —1,5 или +1,0	Подача звукового и светового сигналов Срабатывание защиты	«+» сдвиг ротора в сторону генератора; «-» сдвиг ротора в сторону регулятора 0 прибора осевого сдвига устанавливается при положении ротора, прижатого к колодкам упорного подшипника стороны генератора
Давление в конденсаторе, кПа	14,6 29,3	Подача звукового и светового сигналов Срабатывание защиты	—
Давление масла в системе смазки, МПа	0,12 0,08	Включение резервного и аварийных масляных насосов Срабатывание защиты	Давление масла избыточное Защита по падению давления масла в линии смазки срабатывает с выдержкой времени 2,5 с
Параметры свежего пара: давление, МПа; температура, °C	≈24,5 ≈490	Турбина должна быть немедленно остановлена	—
Параметры пара: температура свежего пара, °C; температура пара после промперегрева, °C	≈571 576	Турбина должна быть остановлена, если в течение 3 мин величина температуры не будет уменьшена ниже указанных пределов	—
Параметры пара: давление свежего пара, МПа; температура свежего пара, °C; температура пара после промперегрева, °C	24,1—24,5 566—570 571—575	Разрешается кратковременная непрерывная работа турбины в течение не более 30 мин, при этом суммарная продолжительность работы турбины не должна превышать 200 ч в году	—
Минимально допустимая температура пара после промперегрева при номинальной нагрузке, °C	530	При снижении температуры пара после промперегрева турбина должна быть разгружена до нагрузки <70%	—
Минимально допустимая температура пара после промперегрева при нагрузке <70% номинальной, °C	525	При дальнейшем снижении температуры пара после промперегрева турбина должна быть остановлена с выдержкой времени до 3 мин	При более низких температурах пара после промперегрева разрешается работать только в режимах нагружения или разгружения турбоагрегата при пусках и остановах
Относительные расширения, мм: А Для турбин высокого давления Б Для турбин среднего давления В Для турбин низкого давления	2,0—+1,5,0 —5,0—+2,0 —5,0—+7,0	При превышении допустимой величины турбина должна быть остановлена	«—» относительное смещение ротора высокого и среднего давления в сторону промперегрева ЦВД и ЦСД соответственно; «+» относительное смещение роторов высокого и среднего давления в сторону последней ступени ЦВД и ЦСД соответственно

Наименование	Показатель	Необходимые действия персонала и их частота	Примечание
Б. Для турбин после пуска ротора высокого давления ротора среднего давления ротора низкого давления	—2,0÷+5,0 —2,5÷+4,0 —5,0÷+8,0	То же	« » относительное смещение ротора низкого давления в сторону переднего подшипника турбины « + » относительное смещение ротора низкого давления в сторону генератора
Эксцентриситет, мм ротора высокого давления ротора среднего давления	0,05 0,15	При превышении допустимой величины турбина должна быть остановлена	Прибор для измерения эксцентриситета используется до 10 с ⁻¹ Установочный бой ротора в местах расположения датчиков не должен превышать 0,02 мм
Температура баббита опорных и упорного подшипников, °C	90	—	—
Температура металла выходной части ЦВД, °C	420	При достижении указанной температуры турбина должна быть остановлена	—
Температура металла выходных патрубков ЦНД, °C	90	При достижении указанной температуры в процессе повышения частоты вращения ротора турбина должна быть остановлена для устранения причины нарушения работы системы охлаждения выходного пара	—
Температура пара после приемно-сборных устройств конденсатора, °C	90	Проверить систему подачи конденсата к приемным устройствам	—
Вибрация подшипников, мм	30	При превышении допустимой величины турбина должна быть остановлена	—
Аварийный уровень в маслобаке (по шкале указателя уровня), мм	—110(—50)	При дальнейшем снижении уровня масла в баке турбина должна быть остановлена	Величина, указанная в скобках, относится к турбинам последующих выпусков
Разность температур металла между верхней и нижней образующими корпусов ЦВД, °C	35	—	—
Разность температур металла между левой и правой сторонами, °C: ЦВД ЦСД ЦНД	20 20 25	При превышении допустимой величины турбина должна быть остановлена	—
Разность температур металла между фланцами (на глубине оси шпильки) и шпилькой ЦВД и ЦСД, °C: при прогреве при охлаждении	40 —15	При превышении допустимой величины турбина должна быть остановлена	—
Разность температур металла по глубине фланца, °C: ЦВД ЦСД	100 100	—	—

Боагрегата неизбежно возникает неодинаковая степень прогрева различных элементов, определяемая их массой, геометрической формой, теплопроводностью и теплоемкостью материала, а также условиями подвода и отвода тепла на границах. Неодинаковая степень прогрева вызывает различный уровень температур и появления температурных разностей в объеме этих элементов, а также изменение осевых и радиальных зазоров в проточной части и в уплотнениях. И хотя уровень температур металла турбины на этих режимах может быть значительно ниже номинального, температурные напряжения, возникающие под действием температурных разностей, могут превосходить допустимые пределы.

Именно в пусковых и переходных режимах в результате некоторого нарушения установленных значений предельных параметров, ошибочного действия обслуживающего персонала, нечеткой работы автоматики или блокировок чаще всего могут возникнуть явления, которые не только будут мешать нормальной работе турбины, но и вызывать ее поломку.

Изучение тепловых состояний турбины К-300-240 в пусковых и переходных режимах позволило установить соответствие между контрольными показателями ее состояния и температурными напряжениями в основных элементах турбоагрегата и изменением зазоров — факторами, реально лимитирующими скорости переходных процессов.

Последние могут быть разделены на факторы, действие которых проявляется непосредственно во время пуска, и факторы, воздействие которых накапливается постепенно при повторных пусках и проявляется лишь через определенный период эксплуатации.

С учетом обеих групп факторов для турбоагрегата К-300-240 определены допустимые скорости изменения параметров свежего пара и пара после промперегрева, частоты вращения ротора турбины и электрической нагрузки в режимах пуска и останова турбины с раскладыванием и промывкой проточной части, которые отражены в графиках-заданиях пуска и останова турбоагрегата, а также установлены предельные значения контрольных показателей, характеризующих работу турбоустановки, соблюдение которых обеспечивает длительную и безаварийную эксплуатацию турбоагрегата (табл. 16.1).

Для обеспечения равномерного прогрева турбоагрегата в пусковых режимах пуска турбины из различных тепловых состояний осуществляются при низком начальном давлении свежего пара перед блоками клапанов высокого давления. Начальные, толчковые температуры свежего пара и пара после промперегрева устанавливаются в соответствии с темпера-

турным состоянием турбоагрегата, исходя из необходимого превышения температур пара над температурами металла паровпускных частей высокого и среднего давления турбины, обеспечивающего начальный оптимальный режим прогрева турбоагрегата.

В дальнейшем при развороте и нагружении турбоагрегата параметры пара перед блоками клапанов высокого и среднего давления повышаются (скользят) соответственно повышению электрической нагрузки на генераторе и росту температурного состояния ПВД и ЛСЦ.

Достижение номинальных значений параметров свежего пара и пара после промперегрева совпадает с моментом выхода турбоагрегата на номинальную нагрузку.

Скользящие параметры пара в режимах пуска турбины из различных температурных состояний в соответствии с конструктивными особенностями турбоагрегата и технологией предпускового прогрева и пуска обеспечивают надежную работу турбоустановки в режимах.

Время пуска турбины из различных температурных состояний и работа в переходных режимах отвечают современным требованиям по маневренности, предъявляемым к турбоагрегатам такого класса.

16.2. ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ ОРГАНИЗАЦИИ РЕЖИМОВ ПУСКА ТУРБИНЫ

Технология пуска турбоагрегата определяется его исходным температурным состоянием и особенностями пусковой схемы блока.

Турбины К-300-240 устанавливались в блоках с различными пусковыми схемами, в которых осуществлялись различные варианты решения проблемы обеспечения скользящих параметров пара, предопределявшие структуру схемы и ее режимные особенности. Преимущество это относится к турбоагрегатам первых выпусков. Пусковые схемы отличались количеством корпусов котлоагрегата и степенью их автоматизации, установкой пусковых (расточных) сепараторов (выносных или встроженных), схемой сброса избыточного количества пара (одноступенчатой или двухступенчатой), вырабатываемого котлом и не потребляемого турбиной в пусковых и переходных режимах, способом прогрева системы промперегрева и др.

Пуск турбины, установленной в блоке с котлом, оборудованным только выпостными пусковыми сепараторами, осуществлялся при номинальном давлении свежего пара за котлом. Расход пара на турбину от начала разворота турбоагрегата до нагрузки 160-180 МВт регулировался дроссельными клапанами байпасов турбинных паровых задвижек (байпасами

ПЗ) при полностью открытых стопорных и регулирующих клапанах. После исчерпания продусной способности байпасов ПЗ при закрытии клапанов турбины давление пара до и после ПЗ уравнивалось, а затем открывались и сами главные паровые задвижки.

Принципиальной особенностью схемы блока с котлом, оборудованным встроенными пусковыми сепараторами, является возможность получения низкого начального давления свежего пара за котлом.

При этом в процессе пуска и нагружения турбины обеспечивается повышение параметров пара по заданному графику с постепенным увеличением его расхода. Подвиженное давление свежего пара за котлом при пуске из холодного, неостывшего и горячего состояний позволяет существенно рационализировать процесс прогресса толстоотенных элементов в предпусковой и пусковой периоды, производить разворот и синхронизацию турбоагрегата регулирующими клапанами турбины при открытых главных паровых задвижках.

В блочных энергетических установках с турбинами К-300 240 предусмотрены устройства, предназначенные для сброса свежего пара из котла в конденсатор помимо турбины в режиме растопки котла, работы турбины с нагрузкой, меньшей расчетной нагрузкой котла, полного или частичного сброса электрической нагрузки, останков блока. Схемы байпасирования применены, как указывалось, двух типов: двухступенчатые и одноступенчатые.

При двухступенчатом байпасировании турбины сброс избыточного пара из котла в конденсатор турбины осуществляется по схеме промежуточного свежего пара БРОУ-1 системы промперегрева БРОУ-2 - конденсатор турбины (рис. 16.1, а). При одноступенчатом байпасировании турбины сброс избыточного пара из котла осуществляется непосредственно в конденсатор турбины, минуя промперегреватель (рис. 16.1, б).

Выбор схемы байпасирования турбины определяется особенностями расположения ширм промежуточного пароперегревателя в газопроводе котла. Преимуществом схемы блока с одноступенчатым байпасированием турбины является простота ее эксплуатации в режимах пуска и останова блока. Благодаря такой схеме увеличивается надежность работы турбоагрегата при частичном и в особенности при полных сбросах нагрузки.

Опыт эксплуатации и исследования блоков с различными пусковыми схемами позволили ВТИ и ЦКТИ совместно с Союзэнерго и заводами изготовителями основного оборудования разработать типовые пусковые схемы, обеспечивающие получение наиболее радио-

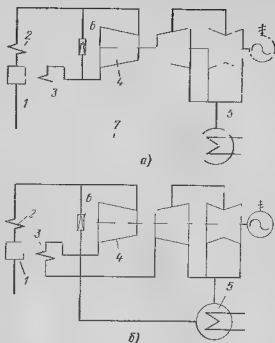


Рис. 16.1 Принципиальные пусковые схемы блоков с турбинами К 300 240

а - двухбайпасная пусковая схема блока: 1 - котел, 2 - первичный промперегреватель, 3 - вторичный паросепаратор, 4 - турбина, 5 - конденсатор, 6 - ПГОУ 1, 7 - ПГОУ 2; б - одобайпасная пусковая схема блока: 1 - котел, 2 - первичный паросепаратор, 3 - вторичный паросепаратор, 4 - турбина, 5 - конденсатор, 6 - РОУ.

нальных условий эксплуатации блоков в переходных и стационарных режимах, и в то же время существенно упростить схему [68].

Типовые пусковые схемы разработаны для условий работы турбоагрегата К-300 240 в блоке с двумя симметричными корпусами прямооточного котла и в блоке с однокорпусным прямооточным котлом (рис. 16.2 и 16.2а).

К числу наиболее прогрессивных решений, принятых для обеих схем, следует отнести встроенные пусковые сепараторы, позволяющие производить подъем оборотов и нагружение турбины на скользких параметрах пара и одноступенчатое байпасирование турбины. Эти решения стали типовыми.

В зависимости от теплового состояния турбины при пуске можно разделить на три группы:

пуски из холодного состояния — при температуре металла паровпускных частей ЦВД ниже 150°С;

пуски из горячего состояния — при температуре металла паровпускных частей ЦВД от 150°С до 350°С;

пуски из горячего состояния — при температуре металла паровпускных частей ЦВД выше 350°С.

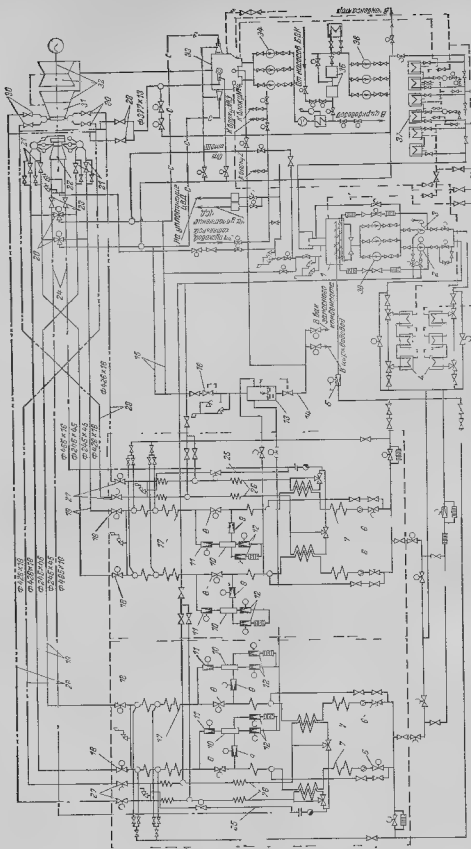


Рис. 16. Пунктовая схема дельты блока 300 МВт

В зависимости от температурного состояния турбины технологичные режимы пуска имеют следующие основные отличия:

при пуске турбины из холодного состояния предтопковый прогрев ЦВД, блоков клапанов парораспределения и перепускных труб турбины производится одновременно с прогревом системы промпрегрева паром из расточного расширителя. Во время предтопкового прогрева, а также во время разворота и нагружения турбины используется система обогрева фланцев и шпилек турбины;

при пуске турбины из неостывшего состояния в зависимости от особенностейпускосборной схемы блока применяются различные способы прогрева органов парораспределения ЦВД и системы промпрегрева. Прогрев системы промпрегрева в отдельных узлах турбоагрегата может быть совмещен с начальным этапом повышения частоты вращения ротора турбины. При этом вращение ротора осуществляется за счет пропусков пара только через ЦВД при обеспаренных ЦСД и ПНД турбины. Использование системы обогрева фланцев и шпилек при пуске из неостывшего состояния осуществляется, если температура паровых частей турбины не превышает 300°C ;

при пуске турбины из горячего состояния необходимость в предтопковом прогреве системы промпрегрева, перепускных труб турбины и клапанов парораспределения, как правило, не возникает. При пуске турбины из горячего состояния система обогрева фланцев и шпилек не включается.

Для предотвращения появления недопустимых термических напряжений в клапанах парораспределения и в паровпускной части ЦВД из-за возникновения в них неравномерных температурных полей при резком снижении температуры свежего пара и при значительном дросселировании на регулирующих клапанах высокого давления переход на номинальное давление свежего пара перед турбиной должен осуществляться при электрической нагрузке не ниже 90 МВт.

Графики-задания пуска и останова турбины разработаны исходя из условий соблюдения показателей надежности турбоагрегата и с учетом использования системы обогрева фланцев и шпилек ЦВД и ЦСД, контрольно-измерительных приборов, автоматики и защиты.

Пуск турбины запрещается, если значения контрольных показателей, характеризующих работу турбоагрегата, превышают допустимые величины, а также при неисправности любой из защит турбины или блока, устройств контроля осевого сдвига и относительного положения роторов, приборов контроля температурного состояния турбоагрегата, дистанционного

управления оперативными регулирующими органами и задвижками, обратных клапанов на отборах турбины, при дефектах в системе регулирования и парораспределения, при неисправности любого из масляных насосов и при качестве масла, не удовлетворяющем нормам.

Операции по пуску турбины из различных температурных состояний делятся на три основных этапа.

Первый этап подготовка турбоагрегата к пуску, во время которого осматривают и подготавливают к эксплуатации все основное и вспомогательное оборудование блока, включают в работу систему смазки, вальцовочное устройство в конденсационную установку, выполняют предпусковую проверку систем регулирования, защиты и блокировок, производят частичный набор вакуума в конденсаторе, растопку котла и предтопковый прогрев турбоустановки.

Второй этап повышение частоты вращения ротора турбины до номинальной и включение генератора в сеть.

Третий этап нагружение турбоагрегата и переход на номинальные параметры свежего пара перед турбиной.

В § 16.5–16.8 рассмотрены основные особенности пусковых и переходных режимов работы турбоагрегата.

16.3. СХЕМА ПРОГРЕВА ФЛАНЦЕВ И ШПИЛЕК ТУРБИНЫ

При пусках турбины корпуса цилиндров омываются паром с внутренней стороны. Стенки корпуса, имеющие меньшую толщину, прогреваются быстрее, чем фланцы горизонтального разреза. Различия в скоростях прогрева стенок, с одной стороны, фланцев и шпилек с другой, приводит в процессе пуска и нагружения турбины к повышенной температурной разности между стенками и фланцами корпуса, по ширине фланца, между шпильками и фланцами. Все это способствует повышению термических напряжений и как следствие коррозийно-разъемов цилиндра, что снижает надежность и экономичность турбоустановки.

Исследования режимов пуска турбины из холодного и неостывшего состояний подтвердили необходимость применения системы парового обогрева фланцевых соединений ЦВД и ЦСД.

Эксплуатационные испытания [39] схемы обогрева фланцев и шпилек, проведенные на турбине К-300-240 Кировской ГРЭС, показали, что при пусках турбоагрегата после простоя 50–80 ч и более скорость нагружения турбины может быть увеличена на 40–50%. С использованием системы обогрева фланцев и шпилек время пуска турбины из неостывше-

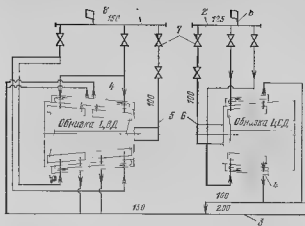


Рис. 16.3 Схема прогрева фланцев и шпилек турбины 1, 2 коллектор раздаточных ЦВД, ЦСД, 3 коллектор сбросной, 4 - короб паровой наружной поверхности фланца, 5, 6 огиба пара из межцилиндрового пространства ЦВД, ЦСД, 7 - клапан регулирующий, 8 - клапан предохранительный

то состояния составляет 2,5 - 3,5 ч в из холодного состояния - 5 - 5,5 ч. При обогреве фланцев и шпилек максимальные разности температур по ширине фланцев спускаются на 30 - 40°C.

На рис. 16.3 показана модернизированная схема прогрева фланцев и шпилек турбины, выполненная с учетом результатов испытаний и применения двустороннего корпуса ЦСД. Указанная схема позволяет уменьшить раскрытие разъемов цилиндров и снизить температурные разности по ширине фланцев, т. е. резко повысить маневренность турбоустановки.

Паровой обогрев фланцев и шпилек горизонтального развала цилиндров состоит в том, что греющий пар подводится к паровым поверхностям фланцев, для чего к ним привариваются специальные коробки так, как и внутренним полостям в обшивку фланцев, в зазор между шпильками и стенками отверстий во фланцах.

В широко применяемых ранее системах обогрева фланцев в качестве рабочего тела использовался пар от гостороннего источника, из связанного с дросельной установкой, либо подавался при помощи специальных устройств свежий пар из пар из линии прогрева дачного блока.

Недостатком этих схем было несоответствие температуры греющего пара существующему в момент пуска и перегрузки турбины температурному состоянию фланцевых соединений. Регулирование температуры с помощью вытеснения конденсата в подаваемый в систему обогрева фланцев пар осуществляется за счет сброса воды на торные поверхности фланцев, что может привести к появлению трещин и разрушению шпилек горизонтального развала.

В турбине К 300 240-2 использована схема, в которой греющий пар на обогрев фланцев отбирается из межпаровых пространств ЦВД и ЦСД (рис. 16.3). При этом температура пара, подаваемого на обогрев фланцев ЦВД и ЦСД, зависит только от температуры пара, омывающего внутренние стенки корпусов, что обеспечивает саморегулирование про-

цесса обогрева, устраняя недостатки вышеописанных систем подачи пара.

На трубопроводах 5 и 6, по которым пар подается на обогрев фланцев и шпилек, установлены запорные задвижки и регулирующие клапаны 7, поддерживающие давление в раздаточном коллекторе 1—(ЦВД) и 2—(ЦСД) на уровне 0,35 - 0,50 МПа.

В случае превышения давления сверх указанной величины подымаются предохранительные клапаны 8. Пар из раздаточных коллекторов поступает в обшивку ЦВД и ЦСД по специальным каналам во фланцах, а затем в короба 4, из которых по отводящим трубопроводам направляется в сбросную линию 3, включенную в VIII отбор турбины на ПНД № 2 перед обратным клапаном.

Пикетные точки всех трубопроводов системы обогрева фланцев, раздаточных и сбросных коллекторы 1, 2, 3 дренуются линиями Д, 20 в конденсатор турбины.

16.4. ОРГАНИЗАЦИЯ ДРЕНАЖНО-ПРОДУВНОЙ СХЕМЫ ТУРБОУСТАНОВКИ

Рациональная организация схемы дренажей и продувок блоков СКД позволяет сократить время прогрева паровпускных узлов тракта свежего пара и промпрегрева.

Схемы дренажей турбоустановок мощностью 150 и 200 МВт на дренческие параметры пара организуются по принципу ввода ссыла в конденсатор либо непосредственно из коллекторов, обшивки или дренажных линий сходных параметров, либо через промежуточную емкость (расширительный бак).

Исходя из опыта эксплуатации турбин К 200 13С и К-160 13С, можно сделать вывод о том, что для этих турбоустановок наличие в схеме дренажей расширительных баков практически решает вопрос надежного приема дренажей и греющего пара в конденсатор.

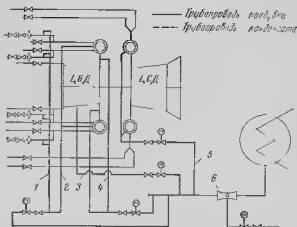


Рис. 16.4. Схема продувочных линий турбоустановки 1 - продувка трубопроводов свежего пара после ППЗ, 2 - продувка корпусов блоков из клапанов перекрестных (ПЗР), 3 - продувка межпарового пространства ЦВД, 4 - продувка корпусов ЦВД, 5 - продувка баков клапанов промпрегрева (ЕПП), 6 - продувка коллектора продувки в атмосферу от КМ

Параметры дренажной системы

Прогреваемые узлы	Параметры греющего пара		Максимальное давление в трубопроводе, кг/см ²	Расход пара, кг/ч	Температура, °C	Примечание
	p , МПа	t , °C				
Прогрев ЦВД, клапанов свежего пара и перепускных трубопроводов со стальной бак кл. ЦВД	1,0	250	3,0	6,5	180	Коллектор продувок
Прогрев тракта промпрегрева	1,0	250	5,0	11,0	180	Расширитель дренажей

В турбоустановках мощностью 300 МВт на сверхкритических параметрах пара серьезные трудности представляет прием пара и горячей воды из коллекторов дренажей в конденсатор, поэтому на ряде блоков 300 МВт установлены расширительные баки дренажей, но и в этом случае наблюдались обрывы трубопроводов, связывающих расширительный бак с конденсатором, а также трещины на стенках самого расширителя. Это свидетельствовало о том, что наличие в схеме только расширительного бака с вводом в него всех дренажей высокого и низкого давления для турбоустановок сверхкритического давления не дает должного эффекта, так как при пусках из горячего состояния через дренажные линии в бак поступает большой расход пара высоких параметров. Кроме того, при относительно высоком давлении в расширителе и достаточно глубоком вакууме возможен заброс воды в противную часть ЦСД через дренаж цилиндра, а также просок пара через сливной трубопровод в нижнюю часть конденсатора и повреждение его трубного пучка.

Наиболее целесообразным является организация схемы дренажей турбоустановки с четким разделением функций по условиям работы каждой линии.

1. Дренажные линии — служат только для удаления влаги и для пропуски незначительного количества пара. Последнее вызвано невозможностью точного определения момента отключения дренажа при пуске турбины.

2. Продувочные линии — служат для прогрева участков паропроводов свежего пара

и промпрегрева, корпусов клапанов высокого и среднего давления, а также наружного корпуса и ротора ЦВД.

Для турбоустановки К-300-240 схема продувочных линий показана на рис. 16.4. Продувки объединены в специальный коллектор с парохладителем и направляются к приемному устройству в днище конденсатора. Коллектор продувок размещается на отметке 0,6 м, что обеспечивает прием конденсата, образующегося в начальный период прогрева узлов турбоустановки. Расходы пара через продувочные линии приведены в табл. 16.2, составленной для «дубль блочной» пусковой схемы.

Собственно дренажи объединены в коллекторы высокого, среднего и низкого давления по принципу сходства параметров и направлены в расширительный бак, объем которого обеспечивает прием и испарение части горячей воды и сброс вторичного пара в верхнюю часть конденсатора через трубопровод выпара $\varnothing$ 300 мм, а конденсата в нижнюю часть через трубопровод слива $\varnothing$ 200 мм.

Расходы через дренажные линии турбоустановки К-300-240 при пуске их холодного состояния приведены в табл. 16.3.

При такой организации дренажно-продувочной схемы принималось, что в первоначальный период нагрева весь греющий пар конденсируется и в бак поступает конденсат.

Расчеты для начальной стадии прогрева тракта промпрегрева выполняются по формуле

$$G_{\text{др}} = \frac{c_{\text{тр}} t_{\text{гр}}}{c_p (t_1 - t_2) + r \cdot c_{p2} t_2} \quad (16.1)$$

где $G_{\text{др}}$ — расход конденсата греющего пара, кг/ч; c — удельная теплоемкость стали, кДж/(кг·°C); $m_{\text{тр}}$ — масса трубопроводов, кг; ω — скорости прогрева, °C/ч; c_{p1} , c_{p2} — теп-

Таблица 16.2
Параметры системы продувки

Режим пуска	Параметры греющего пара		Расход пара и др. про-греве		
	p , МПа	t , °C	Бак №1 и ротор ЦВД, кг/ч	Бак №2 и ротор ЦВД, кг/ч	Общий расход, кг/ч
Пуск из холодного состояния*	1,0	250	15,0	4,0	19,0
Пуск из горячего состояния при $t_{\text{гр}} = 300 \rightarrow 350^\circ\text{C}$	6,0	520	20,0**	—	20,0

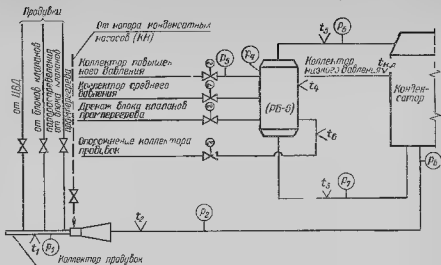
* Перед пуском турбины из холодного состояния одновременно с пропуском пара промпрегрева осуществляется прогрев корпуса, ротора ЦВД и противоточных трубопроводов свеж. пара после регулирующих клапанов ВД со стороны насоса ЦВД.

** При пуске из горячего состояния продолж. тепловых трубопроводов свежего пара открыты до давления $p_{\text{др}} \approx 50$ МПа.

Рис. 16.5. Схема установки КИП в системе дренажей

P_1 — P_2 — давление в системе дренажей
Обозначено индексом p 1, 2 — кол-
лектор продувок до и после впуска
3 — выпуск из расширительного бака P_5 ;
4 — внутри P_6 ; 5 — коллектор дренажей
повышенного давления; 6 — коллектор
продувок у конденсатора, 7 — слив и.
 P_7 ; t_1 — t_2 — температура в системе др-
нажей.

Обозначение индексов 1-1-2
коллектор продувок до и после впуска
3 — слив из P_5 ; 4 — внутри P_6
5 — внутри P_5 ; 6 — слив дренажа литья
до ПТЗ в конденсатор. t_1 — t_2 — $t_{сд}$, $t_{ид}$
замеры: температура



люемости греющего пара и воды, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{С})$;
 t_1 —температура греющего пара, $^\circ\text{С}$; t_2 тем-
пература металла в данный момент, $^\circ\text{С}$; r —
скрытая теплота парообразования пара при
давлении в трубопроводах, $\text{кДж}/\text{кг}$

Расходы через дренажные линии осталь-
ных трубопроводов незначительны 3—5%
 $G_{др}$ и поэтому в расчете не учитываются

Для уменьшения проскока пара в расшири-
тельный бак при несвоевременном отключе-
нии дренажных линий диаметром свыше 30 мм
на них установлены ограничительные шайбы.

Впервые новая дренажно-продувочная схе-
ма смонтирована и испытана на турбоагре-
гатах К-300-240 Криворожской ГРЭС-2 [40].

Приведенные результаты эксплуатацион-
ных испытаний показывают ее надежность и эф-
фективность.

Описанная выше схема дренажей и проду-
вок турбины испытана при пусках из холодного
и неостывшего состояния турбины.

Во время пусков произведены замеры дав-
лений и температур в коллекторах дренажей
и продувок. Контрольные приборы установле-
ны по приведенной на рис. 16.5 схеме. Темпе-
ратуры в коллекторах дренажей и продувок
замерялись хромель-копелевыми термодарами,
в качестве вторичного прибора использовался
двенадцатиточечный потенциометр.

Все показывающие приборы выведены на
специальную панель, установленную на отме-
тке 0,0 м и в районе расширителя дренажей
 P_5 —6.

В процессе подготовки к пускам и разго-
роте турбины вплоть до начальной нагрузки
10—30 МВт фиксировались необходимые па-
раметры дренажных узлов турбоустановки

Исследование проводилось по следующим
этапам.

1. Пуск из холодного состояния до холо-
дного хода турбины при полном открытии всех

дренажей и продувок турбоустановки на рас-
ширительный бак и коллектор продувок.

2. Пуск из неостывшего состояния при тем-
пературе ЦВД 200—250 $^\circ\text{С}$. При этом откры-
ты продувочные линии в перепускных трубо-
проводах и блока парораспределения высо-
кого давления. Продувки перепускных линий
трубопроводов долж открыты до на-
грузки 10—20 МВт.

В результате испытаний, проведенных с
целью оптимизации и ускорения пусковых и
предпусковых операций, установлена возмож-
ность приема максимально необходимого рас-
хода среды в приемные устройства конденса-
тора, а также выяснены условия, обеспечива-
ющие автоматизацию работы системы дрена-
жей и продувок турбоустановки.

Исследование работы дренажно-продувоч-
ной системы при пуске турбины из холодного
состояния показало ее полную работоспособ-
ность на всех этапах при общем времени про-
грева и дренирования основных узлов турбо-
установки 3—3,5 ч и обеспечении необходи-
мой скорости прогрева турбины. Характерны-
ми при этом были следующие параметры.

Давление в расширительном баке P_5 —6
колебалось от 10 до 60 кПа, максимальное
давление наблюдалось до открытия стопорных
и регулирующих клапанов свежего пара. На
этапах толчка турбины давление в баке ко-
лебалось в диапазоне 20—40 кПа, что не пре-
пятствовало сбросу дренажей из коллектора
среднего давления. Однако во избежание воз-
можного подпора при сбросе дренажей низко-
го давления соответствующий коллектор заве-
ден непосредственно в конденсатор турбины,
а не в расширительный бак P_5 6.

Давление в коллекторе продувок колеба-
лось от 0,2 до 0,4 МПа. Максимальное дав-
ление наблюдалось при прогреве паропускных
узлов и перепускных паропроводов свежего

пара турбины, что свидетельствует о незначительном недостаточном пропускном сечении увлажнителя пара. На последующих агрегатах горелочное сечение пароувлажнителя увеличено таким образом, чтобы в любых режимах пуска $p_{ог} \leq 0.15$ МПа.

Температура сбрасываемых дренажей колебалась (рис. 16.6) в диапазоне от 60°С до 200°С на сбросе в конденсатор из коллектора продувок, что свидетельствует об удовлетворительной работе паровувлажнителя;

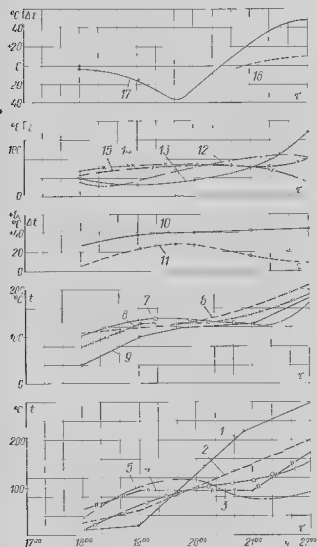


Рис. 166 Характеристики температуры системы дренажей и продувок в режиме пуска турбины из холодного состояния

1 - лавинамида перет ППЗ, 2 - Слэк перераспределения; 3-6 - разуплотнившиеся трубки свежего пара, 6 - внутренний корпус ПВД, 7-9 - корпус ПВД (верх, середина, паровая усть), 10 - разность температур между корпусом ПВД и фланцем ПВД, 11 - разность температур между корпусом ПВД (выпуск пара и выпуск ПВД), 12 - Слэк в танковом пространстве БПП (левая и правая стороны), 13 - Слэк в танковом пространстве БПП (разность температур между корпусом ПВД и фланцем ПВД), 14 - разность температур между корпусом ПВД и фланцем ПВД (слева), 15 - разность температур между корпусом БПП и фланцем ПВД (справа)

от 40°С до 60°С в расширительный бак РБ-6. Это говорит о правильном выборе объема расширителя дренажей и схемы его включения по выпару и сливу. Расширительный бак РБ-6 устанавливается на всех турбоагрегатах К 300 240.

Аналогичные результаты получены при испытаниях дрепажно-продувочной системы в режимах пуска турбины из неустойчивого состоя-

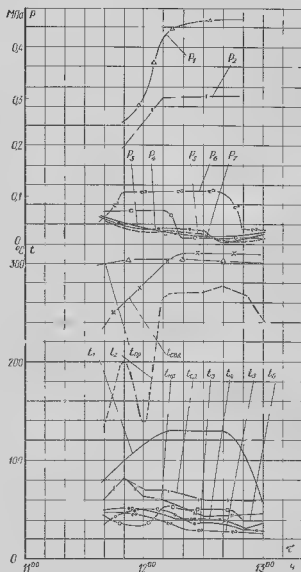


Рис. 167. Характеристики давления и температуры системы дренажей и продувок в режимах пуска турбины из неустойчивого состояния.

Р-Р — динамика в системе дренажей

Обозначения индексов: p — 1, 2 — коллектор, продукция до и после аварии; s — выпар, расширительный бак; РБ — 4 — выпар РБ, а коллектор дренажей повышается; двенадцать, 6 — коллектор, продукция из коллектора; 7 — слив из РБ; 1 — температура в системе

Обозначения индексов: 1, 2 — коллектор, продукция после и до аварии; s — слив из РБ; 4 — выпар РБ; 3 — слив РБ — слив дренажа линии до ППС в коллектор; $t_{\text{дв}}$ — $t_{\text{дв}}$ — $t_{\text{дв}}$ — температура в коллекторах дренажей после и до аварии, до аварии, продукция, свежая вода до аварии

ния. Значения давлений и температур в дренажной системе выданы из рис. 16.7. Время прогрева основных узлов в этом режиме пуска составляет 1,0–1,5 ч; давление до вырыска коллектора продвоек поднималось до 0,45–0,47 МПа, а температура до 260–280°С, что подтверждало вывод о недостаточном сечении $d_{горл}$ паропропускателя.

Испытания, кроме того, показали, что на повышенный уровень давления в коллекторе проточек влияет сбросная линия дренажа из межцилиндрового пространства ЦВД, в связи с чем по усовершенствованной типовой схеме эта линия включена в расширительный бак РБ-6. Присоединение выполнено трубопроводом $\varnothing 28$ мм (сортамент $\varnothing 28 \times 3,5$), что обеспечивает пропускную способность 18–20 т/ч. Расчет трубопровода выполняется по формуле

$$G = \mu G_{кр} \approx 2,09 F \sqrt{\frac{P}{v}}, \quad (16.2)$$

где $\mu = f(\Sigma \xi)$ — коэффициент расхода, выбираемый по [28], в зависимости от суммарного приведенного коэффициента трения трассы трубопровода; F — площадь минимального сечения на трассе трубопровода продувки; P , v — давление и удельный объем пара в межцилиндровом пространстве.

16.3. ПУСК ТУРБОАГРЕГАТА ИЗ ХОЛОДНОГО СОСТОЯНИЯ

Проверка оборудования. До начала операции по подготовке турбоагрегата к пуску должны быть закончены все ремонтные и наладочные работы по основному и вспомогательному оборудованию и устранены все дефекты, обнаруженные в период работы турбины до останова.

Во время проверки оборудования производят его осмотр, проверяют все органы парораспределения и защиты турбины, а также все задвижки, пептиды и клапаны турбостановки и устанавливают их в предпусковое положение, включают в работу все контрольно-измерительные приборы, производят опробование дистанционного управления арматурой, проверяют технологические защиты, блокировки и сигнализацию.

После завершения начального этапа подготовки турбоагрегата к пуску производится проверка и включение в работу системы смазки. При выполнении этих операций необходимо проверить качество и уровень масла в масляном баке, а также работу сигнальных устройств предельных уровней масла в масляном баке.

Максимально допустимому уровню масла в масляном баке соответствует отметка +800 мм по шкале уровня масла в масляном баке

Нормальному уровню масла в масляном баке при работе турбины соответствует отметка +200 мм, минимальному уровню — отметка 0 и аварийному уровню — отметка 50.

Для подачи масла в систему смазки предусмотрены два главных (рабочий и резервный) масляных насоса с электродвигателями переменного тока и два аварийных масляных насоса с электродвигателями постоянного тока.

Аварийные масляные насосы с электродвигателями постоянного тока предназначены для подачи масла в систему смазки турбины только на время ввода турбины при ее останове и в случае отказа масляных насосов с электродвигателями переменного тока. Работа турбины под нагнеткой или на холодном ходу при подаче масла в систему смазки аварийными масляными насосами не разрешается.

Давление масла в системе смазки на уровне отметки обслуживания турбины при одном работающем масляном насосе с электродвигателем переменного тока при температуре масла 40°С, вращении ротора турбины валоповоротным устройством и работе питающего электронасоса (ПЭН) должно составлять 0,17–0,18 МПа (1,7–1,8 кгс/см²).

Перед пуском принимают работу масляных насосов, плотность масляной системы, блокировки автоматического включения резерва масляных насосов. В масляной системе турбины применена двойная система блокировки автоматического включения резерва (АВР) масляных насосов по импульсу от давления масла в системе смазки и по электрическому импульсу при отключении электродвигателя работающего масляного насоса.

Схемой АВР предусмотрен следующий порядок включения масляных насосов. При работе главного масляного насоса с электродвигателем переменного тока и снижении давления в напорном коллекторе на отметке 9 м до 0,12 МПа (1,2 кгс/см²) или при отключении электродвигателя работающего главного масляного насоса должен включаться резервный главный масляный насос и первый аварийный масляный насос. Через 3 с после включения первого аварийного масляного насоса должен включиться второй аварийный масляный насос постоянного тока. Если первый аварийный масляный насос не включился, то включение второго аварийного масляного насоса должно произойти без выдержки времени.

Разбежка по времени в 3 с между включением первого и второго аварийных масляных насосов необходима для предохранения аккумуляторной батареи от истощения пусковыми токами.

Включение второго аварийного масляного насоса должно произойти также при снижении давления масла в напорном коллекторе до 0,09 МПа (0,9 кгс/см²) или падении давления масла до 0,08 МПа (0,8 кгс/см²) долж

ны сработать защитные устройства турбины и подать сигнал на аварийный останов турбины со срывом вакуума.

При снижении давления масла в системе смазки до 0,03 МПа ($0,3 \text{ кгс/см}^2$) подается запрет на работу валоповоротного устройства.

Пуск турбины с неисправной системой включения аварийного резерва по любому из импульсов не разрешается.

После окончания проверки работы системы смазки оставляют в работе один масляный насос с электродвигателями переменного тока и включают валоповоротное устройство турбины. Задвижки на сторонах нагнетания и всасывания всех масляных насосов оставляют открытыми.

Пуск конденсационного устройства и регенеративной установки. Выполнение операций по пуску конденсационного устройства следует начать с проверки блокировок и сигнализации циркуляционной системы и включения в работу циркуляционных насосов.

Удаление воздуха из циркуляционной системы при заполнении ее водой осуществляется с помощью водоструйного эжектора. Во время эксплуатации турбины включение отсоса воздуха из циркуляционной системы производится автоматически при ухудшении сифона на силье охлаждающей воды из конденсатора.

После пуска циркуляционной системы производится подача охлаждающей воды из циркуляционной системы к маслоохладителям системы смазки и к циркуляционным газоохладителям генератора.

Включение в работу конденсатных насосов производится после заполнения конденсатора обессоленной водой до $\frac{2}{3}$ высоты водометриго стекла и подготовки схемы трубопроводов основного конденсата к пуску конденсатных насосов.

Во время опробования конденсатных насосов выполняется проверка блокировки включения конденсатных насосов I и II ступеней и включение в работу системы рециркуляции и регулятора уровня воды в конденсаторе.

Находящийся в резерве конденсатный насос I ступени должен автоматически включаться при снижении давления воды в напорном коллекторе до 0,54–0,64 МПа ($5,5$ – $6,5 \text{ кгс/см}^2$). Автоматическое включение резервного конденсатного насоса II ступени должно происходить при снижении давления в напорном коллекторе до 1,57 МПа (16 кгс/см^2).

Операция по подготовке к пуску конденсатных насосов завершается включением в работу одного конденсатного насоса I ступени и одного конденсатного насоса II ступени.

Для резервных насосов задвижки на сторонах всасывания и нагнетания должны оставаться открытыми.

Набор вакуума в конденсаторе при пуске турбины производится с помощью пускового (водоструйного) и основных пароструйных эжекторов.

Для укупорки уплотнений в местах выхода вала из цилиндра с помощью пара от постороннего источника включают в работу систему подачи и отсоса пара из концевых уплотнений. При включении в работу системы отсоса и подачи пара га концевые уплотнения следует помнить, что подача пара на уплотнения при невращающемся роторе недопустима, так как это может вызвать тепловой прогиб ротора, который при последующем пуске турбины может привести к его остаточному прогибу.

Подача пара на концевые уплотнения должна быть отрегулирована таким образом, чтобы не наблюдалось выбивания пара вдоль вала и чтобы не было подсоса воздуха в конденсаторы через уплотнения.

Подготовка к включению регенеративной системы турбины предопределяет подготовку к включению регенеративных подогревателей, сливных насосов, опробование гидрприводов обратных клапанов отборов, юнис в работу деаэраторов.

При подготовке к включению регенеративных подогревателей особое внимание должно быть обращено на проверку работы цепей сигнализации предельно допустимых уровней в подогревателях и на действие защиты от повышения уровня в подогревателях высокого давления, а также на сборку схемы рециркуляционной системы, обеспечение дренажирования трубопроводов отборов до и после обратных клапанов, на сборку схемы слива конденсата греющего пара из подогревателей и на работу регулятора уровня.

Проверка системы регулирования, защиты и блокировок. Опробование элементов системы регулирования и защиты турбины производится после подачи в систему регулирования и защиты рабочей жидкости конденсата, поступающего из напорной линии конденсатных насосов 2-й ступени или от собственных насосов системы регулирования.

До поступления конденсата в систему регулирования и защиты турбины необходимо проверить работу приводных механизмов системы регулирования, а также положения ее золотников и командных органов, предположительное положение которых должно предотвратить внезапное произвольное открытие клапанов турбины или срабатывание защиты при поступлении рабочей жидкости в систему регулирования. Необходимо обеспечить последовательную проверку взаимодействия элементов системы регулирования и защиты при воздействии на органы управления и защиты и произвести проверку дистанционного управления и блокировок БРОУ.

Объем и последовательность проверки взаимодействия системы регулирования, защиты и блокировок должны производиться

в полном соответствии с инструкцией по пуску и обслуживанию турбины.

При воздействии на синхронизатор регулятора скорости или на регулятор давления открытие и закрытие регулирующих клапанов высокого давления и промпрегрева должно происходить на полный ход плавно, без рывков и качаний. Открытие регулирующих клапанов высокого давления и промпрегрева должно начинаться лишь после полного открытия стопорных клапанов (толкателей) промпрегрева. При ходе ссвометров регулирующих клапанов примерно на 100 мм должны быть полностью стираты регулирующие клапаны промпрегрева.

Открытие стопорных клапанов высокого давления осуществляется взведением защитных устройств.

При срабатывании любого защитного устройства должны полностью закрываться стопорные и регулирующие клапаны турбины, обратные клапаны на трубопроводах отборов, главные паровые задвижки и их байпасы. При срабатывании защитных устройств по импульсу от падения давления масла в системе смазки или при недопустимом осевом сдвиге ротора должен также открыться вентиль срыва вакуума конденсатора и подана команда, запрещающая открытие БРОУ.

После окончания проверки системы регулирования, зашит и блокировок, пуска масляной системы, валоповоротного устройства и конденсационной установки и установления давления в конденсаторе не более 60 кПа приступают к растопке котла и к предтопковому прогреву элементов турбоустановки.

График-задание пуска турбины из холодного состояния представлено на рис 168.

Предтопковый прогрев элементов турбоустановки. При пуске из холодного состояния прогрев турбины начинается с момента подачи пара от постороннего источника на концевые уплотнения турбины.

При подаче пара на концевые уплотнения турбины корпуса цилиндров высокого и среднего давления прогреваются приблизительно до 70°C. Дальнейший прогрев элементов турбоустановки происходит по времени растопки котла и выхода его на толчковые (пусковые) параметры пара.

В схеме блока со встроенными пусковыми сепараторами прогрев паропроводов свежего пара, главных паровых задвижек и блоков клапанов высокого давления производится свежим паром при открытых главных паровых задвижках и стопорных клапанах высокого давления и закрытых регулирующих клапанах высокого и среднего давления.

Прогрев цилиндра высокого давления, пепусковых трубопроводов ЦВД и паропрово-

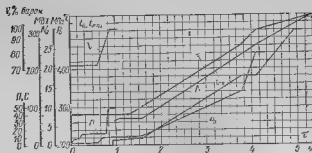


Рис 168. График-задание пуска турбины из холодного состояния (температура паропуска ЦВД менее 150°C, температура паропуска ЦСД 100°C)

n — частота вращения ротора турбоагрегата, A_n — электрическая нагрузка, p_n — давление свежего пара перед турбиной; t_0 — температура свежего пара перед блоками парораспределения; $t_{кп}$ — температура изъятия газа перед клапанами торможения; y — вакуум в конденсаторе

Примечание. При температуре металла ЦВД в зоне паропуска менее 100°C продолжительность работы турбины с частотой вращения 13,8–16 с⁻¹ должна быть увеличена до 50 мин

дов промпрегрева в режиме пуска из холодного состояния осуществляется паром, поступающим в холодные нитки промпрегрева из растапливаемого котла. Пар, поступающий в ЦВД со стороны выхлопа, обеспечивает нагрев внутреннего и наружного корпусов, перепускных труб и ротора ЦВД.

Условия прогрева паропроводов промпрегрева, корпусных элементов и ротора ЦВД определяются темпом подъема давления пара в системе промпрегрева (в ЦВД). Прогрев указанных узлов до температуры насыщения, соответствующей давлению пара, происходит интенсивно. Прогрев выше температуры насыщения зависит в основном от параметров и расхода протекающего пара.

Поэтому при предтопковом прогреве паропроводов промпрегрева и ЦВД необходимо плавно поднимать давление в системе промпрегрева от давления в конденсаторе до 0,8–1,0 МПа путем прикрытия задвижки (клапана) на сбросной линии промпрегрева.

Течение греющего пара ЦВД в рассматриваемом режиме обеспечивается дренажно-продувочными трубопроводами ЦВД, перепускных труб, блоков клапанов гарораспределения и участков паропроводов за ППЗ, а также концевыми уплотнениями ЦВД и уплотнениями штоков клапанов парораспределения.

Сброс пара из магистрали промпрегрева осуществляется вместе с дренажем через дренажно-продувочные трубопроводы и сбросные линии системы промпрегрева.

Для обеспечения последующих режимов разворота и нагружения турбоагрегата предтопковый прогрев элементов турбоустановки следует проводить до достижения температуры паропроводов после промпрегрева 160—

170°C, ЦВД и перепускных трубопроводов 150—160°C и блоков парораспределения 180—200°C.

Для равномерного повышения температуры корпусов ЦВД и ЦСД и неперышннх допустимых относительных расширений роторов система обогрева фланцев и шпилек ЦВД и ЦСД должна быть включена в работу с момента начала прогрева системы промперегрева.

При пуске турбины после монтажа, капитального или текущего ремонта, после окончания прогрева паропроводов, клапанов и ЦВД необходимо произвести проверку плотности стопорных и регулирующих клапанов высокого давления и промперегрева.

Стопорные и регулирующие клапаны ЦВД считаются плотными, если частота вращения ротора не превышает 10 с⁻¹ при полностью закрытых стопорных и регулирующих клапанах высокого давления, давлении перед ними 7,85 МПа и давлении в системе промперегрева в конденсаторе 6,67 кПа.

Плотность блоков клапанов промперегрева считается достаточной, если частота вращения ротора турбоагрегата не превышает 10 с⁻¹ при полностью закрытых стопорных и регулирующих клапанах промперегрева, давлении перед ними 1,96 МПа и давлении в конденсаторе 6,67 кПа.

После окончания гидостолбкового прогрева паропроводов, клапанов ЦВД турбины, при устойчивом поддержании толчковых параметров свежего пара перед главными паровыми задвижками 2,5—3,0 МПа, 270—280°C и давлении в конденсаторе не выше 28 кПа приступают к подаче пара в проточную часть турбины, повышению частоты вращения ротора от вращения его валоповоротным устройством до номинальной.

Регулирование подачи пара в турбину при повышении частоты вращения ротора до 50 с⁻¹ и во время синхронизации турбогенератора осуществляется регулирующими органами турбины.

Повышение частоты вращения ротора должно производиться в соответствии с графиком-заданием пуска турбоагрегата из холодного состояния. С самого начала повышения частоты вращения ротора турбины происходит дальнейший рост температуры блоков парораспределения высокого давления, перепускных трубопроводов, корпуса ЦСД, блоков клапанов промперегрева. Повышение температуры парожного корпуса ЦВД начинается после достижения частоты вращения ротора 25 с⁻¹.

Для осмотра и прослушивания турбины при повышении частоты вращения ротора необходимо сделать выдержку турбины при ча-

стоте вращения 6,7—8,3 с⁻¹ продолжительностью 10 мин. Следующая выдержка выполняется при частоте вращения ротора 13,3—15 с⁻¹.

При температуре металла корпуса ЦСД ниже 100°C выдержка при частоте вращения 13,3—15 с⁻¹ выполняется продолжительностью 90 мин для обеспечения повышения температуры ротора ЦСД до 150°C до минимального температурного уровня, при котором по условиям хладоломкости разрешается дальнейшее повышение частоты вращения ротора ЦСД.

В дальнейшем производится повышение частоты вращения ротора до номинального значения. Производить выдержки при других промежуточных значениях частоты вращения ротора не разрешается в связи с тем, что при частотах вращения ротора 16,6—42,5 и 43,3—49,1 с⁻¹ находятся интервалы резонансных колебаний рабочих лопаток ЦНД и критические скорости валопровода.

При частоте вращения ротора 13,5—15 с⁻¹ должна быть включена система охлаждения пара, выходящего из последних ступеней ЦВД.

При нормальном состоянии изоляции турбоагрегата и выполнении указаний по поддержанию параметров свежего пара и пара после промперегрева, давления в конденсаторе, повышению частоты вращения ротора, нагружению турбоагрегата, а также по работе дренажно-продуктовой системы, системы обогрева фланцев и шпилек ЦВД и ЦСД и охлаждения выхлопных патрубков ЦНД все контрольные показатели работы турбоагрегата во время разворота и нагружения турбины находятся ниже своих предельных значений.

Так, разность температур между верхним и нижним корпусом ЦВД и ЦСД не превышает 30°C на холостом ходу и 10°C при нагрузке; относительное удлинение ротора высокого давления при работе на холостом ходу составляет +2 мм, среднего от 0,5 мм до +1,5 мм в зависимости от одноступенной или двуступенной конструкции ЦСД, низкого +1,0 мм.

Использование системы обогрева фланцев и шпилек ЦВД и ЦСД турбины во время предтолбкового прогрева, повышения частоты вращения ротора и нагружения турбоагрегата значительно сокращает время пуска турбины из холодного и нестойкого состояния за счет обеспечения более равномерного температурного состояния корпусов ЦВД и ЦСД, существенного снижения разностей температур по шпире фланца ЦВД и ЦСД и уменьшения относительного удлинения роторов.

После достижения частоты вращения ротора турбины 50 с⁻¹ и проверки системы ре-

тулирования, автомата безопасности и системы защиты турбины от повышения частоты вращения производится синхронизация турбоагрегата и включение его в сеть.

Сразу после включения генератора в сеть необходимо повысить электрическую нагрузку до 5–10 МВт путем открытия регулирующих клапанов высокого давления до положения сервомоторов 300–310 мм и закрытия БРОУ.

После включения генератора в сеть и повышения нагрузки до 5–10 МВт необходимо закрыть дренажи и пропуск паропроводов свежего пара, блоков парораспределения высокого давления, перепускных труб, паропроводов промпрегрева и блоков клапанов среднего давления.

Дальнейшее нагружение турбоагрегата ведется за счет увеличения паропроизводительности котла при полностью открытых регулирующих клапанах турбины.

В процессе нагружения турбоагрегата необходимо повышать параметры свежего пара и пара после промпрегрева в соответствии с графиком загрузки пуска, следить за показателями прогрева турбины и за своевременным выполнением операций, регламентируемых инструкцией по пуску турбоагрегата.

В схемах блока с двухкорпусным котлоагрегатом после использования расчетной нагрузки работающего корпуса котла производится расхолаживание и подключение второго корпуса котла. Подключение второго корпуса котла к работающему осуществляется после выравнивания температур свежего пара и пара после промпрегрева работающего и подключаемого корпусов.

Перевод блока на номинальное давление свежего пара перед турбиной осуществляется частичным прикрытием регулирующих клапанов высокого давления при одновременном за данном повышении температуры свежего пара. Указанную операцию следует производить при электрической нагрузке не ниже 180 МВт.

Повышение давления свежего пара перед турбиной, произведенное без соответствующего повышения температуры, приводит к снижению температуры пара за регулирующими клапанами ЦВД и в камере регулирующей ступени, что неблагоприятно сказывается на термонапряженном состоянии ротора ЦВД в районе первых ступеней и передней концевой уплотнения и в паровпускной части втулечного корпуса ЦВД.

Снижение температуры пара за регулирующими клапанами ЦВД и в камере регулирующей ступени обусловлено дроселированием пара на клапанах и увеличением теплового перепада на регулирующей ступени вследствие уменьшения степени парциальности.

Следует отметить, что снижение температуры пара тем больше, чем ниже исходная нагрузка, при которой производится перевод блока на работу с номинальным давлением свежего пара; так, перевод при нагрузке

180 МВт вызывает снижение температуры пара в камере регулирующей ступени на 40°C, а при нагрузке 90 МВт — на 83°C.

Критерием правильности снижения температуры свежего пара перед турбиной во время подъема давления свежего пара до номинального является постоянство температуры пара за регулирующей ступенью ЦВД.

Следует отметить, что в практике эксплуатации в блоках мощностью 300 МВт часто наблюдались случаи пересода блока на номинальное давление свежего пара при нагрузке ниже 180 МВт, которые сопровождались необходимыми снижением температуры свежего пара, обеспечивающим неизменность температуры пара в камере регулирующей ступени и, следовательно, стабильность температурных напряжений в роторе и во втулечном корпусе ЦВД.

Однако указанный режим пересода блока на номинальное давление свежего пара связан с появлением значительных дополнительных температурных напряжений в корпусах блоков парораспределения и с некоторым увеличением времени пуска турбины из холодного и остывшего состояний, что является нежелательным.

При пуске турбины после монтажа или капитального ремонта после достижения ею частоты вращения 50 с⁻¹ снимается характеристика зависимости перемещения сервомоторов от частоты вращения ротора, а после взятия полной нагрузки — нагрузочная характеристика.

16.6. ПУСК ТУРБОАГРЕГАТА ИЗ НЕОСТЫВШЕГО И ГОРЯЧЕГО СОСТОЯНИЙ

Режим пуска турбины из неостывшего и горячего состояний определяется температурным уровнем турбоагрегата перед пуском, которое из за различных скоростей остывания корпусов ЦВД и ЦСД, перепускных трубопроводов ЦВД, блоков парораспределения и паропроводов промпрегрева характеризуется неравномерным исходным температурным состоянием паровпускных частей.

Скорости остывания перепускных трубопроводов ЦВД, блоков парораспределения и паропроводов промпрегрева выше скоростей остывания ЦВД и ЦСД. Темп остывания ЦСД, в свою очередь, несколько выше, чем ЦВД.

Так, через 40 ч простоя турбины разность температур между ЦВД и блоком парораспределения достигает 80°C, между ЦВД и перепускными трубами — 180°C.

Во всех случаях пусков из неостывшего и горячего состояний толчковая температура свежего пара и пара после промпрегрева определяется температурным состоянием паровпускных частей ЦВД и ЦСД исходя из ограничения охлаждения турбины на этапе разворота и заданным темпом прогрева турбоагрегата на холостом ходу и после включения генератора в сеть. По этим условиям толчковые температуры свежего и вторичного

пара должны быть на 70–80°C выше температуры металла верх паровпускных частей ЦВД и ЦСД, но не выше 540°C.

Как и при пуске турбины из холодного состояния, до растопки котла и начала операции по предтопковому прогреву турбоагрегата необходимо произвести осмотр и подготовку оборудования к пуску, окончить проверку системы регулирования, запитать и блокировать, включить в работу масляную систему, валоповоротное устройство и конденсационную установку.

Пуск турбины разрешается, если все контрольные показатели турбоустановки не превосходят допустимые пределы.

Опыт эксплуатации и исследования турбин К-300-240 показал, что при выполнении проектной схемы дренажей и продувок, на несении изоляции на корпус цилиндрических мест напыления и выполнения требований инструкции по пуску и обслуживанию турбины охлаждение цилиндров турбины во время остановки турбоагрегата происходит достаточно равномерно. Разности температур «верх низ» корпусов ЦВД и ЦСД и относительное укорочение (удлинение) роторов не превосходят своих предельных значений, и, следовательно, начало операции по пуску турбины можно производить после простоя турбоагрегата любой продолжительности. Исключением составляют случаи попадания в турбину воды или влажного пара. Причиной повышенной разности температур «верх низ» может явиться раннее открытие дренажей не остывших цилиндров, перепускных труб, отборов и т. д.

Для предотвращения повышенных относительных укорочений роторов и появления недопустимых температурных перепадов в элементах конструкции цилиндров, прилегающих непосредственно к камерам уплотнений, при пуске турбины из неостывшего и горячего состояния, а также во время сброса нагрузки до холодного хода необходимо подавать на концевые уплотнения ЦВД и позднее концевое уплотнение ЦСД пар с температурой 300–320°C.

На заднее уплотнение ЦСД и концевые уплотнения ЦВД должен подаваться пар с температурой не более 180°C. Указанная подача горячего пара на концевые уплотнения может осуществляться после включения конденсационной установки, при непрерывном вращении роторов валоповоротным устройством и начале набора вакуума в конденсаторе.

После растопки котла и повышения температуры свежего пара до уровня температуры блоков парораспределения начинают прогрев ГПЗ и блоков парораспределения путем подвода к ним свежего пара при открытых сто-

порных и закрытых регулирующих клапанов высокого давления.

Дальнейший подъем температуры свежего пара до необходимого топикового уровня производится параллельно с прогревом блоков парораспределения и ГПЗ.

Прогрев перепускных трубопроводов ЦВД перед топиком турбины производится в том случае, если их температура ниже температуры паровпуска ЦВД более чем на 110°C.

Прогрев перепускных трубопроводов производится подачей свежего пара в ЦВД при открытых стопорных и регулирующих клапанах высокого давления и закрытых клапанах промперегрева и закрытых клапанах на системы промперегрева.

Для прогрева перепускных трубопроводов главным поднимают давление в ЦВД до 1,0 МПа.

Температура блоков парораспределения перед топиком турбины может быть ниже температуры острого пара не более чем на 100°C или, что одно и то же, на 20–30°C ниже температуры верх корпуса ЦВД в районе паровпуска.

В процессе прогрева блоков клапанов парораспределения высокого давления и перепускных трубопроводов ЦВД производится постепенное повышение температуры свежего пара.

После окончания прогрева клапанов парораспределения и перепускных трубопроводов ЦВД, а также достижения необходимого топиковой температуры свежего пара приступают к повышению частоты вращения ротора турбины и параллельному прогреву паропроводов промперегрева за счет продувка пара через ЦВД и систему промперегрева со сбросом его в конденсатор турбины с помощью сбросных трубопроводов промперегрева.

Прогрев паропроводов промперегрева производится при частоте вращения ротора 15 с⁻¹.

При прогреве паропроводов промперегрева стопорные и регулирующие клапаны промперегрева закрыты и вращение роторов среднего и низкого давления осуществляется в беспаровом режиме.

Прогрев паропроводов горячего промперегрева осуществляется до температуры паровпуска ЦСД. При этом температура пара горячего промперегрева должна быть на 70–80°C выше температуры паровпуска ЦСД.

Дальнейшее повышение частоты вращения ротора до 50 с⁻¹ производится открытием клапанов ЦСД и закрытием задвижек на сбросных линиях промперегрева.

Все операции по развороту и нагружению турбины, переход на номинальное давление, переключенные по схеме турбоустановки осу-

ществляется так же, как и при пуске турбины из холодного состояния.

Как и при пуске турбины из холодного состояния, использование системы обогрева фланцев и шпилек является основным средством сокращения продолжительности развота и нагружения турбоагрегата.

Графики-задания пуска турбины из различных температурных состояний турбоагрегата (после различного времени простоя) представлены на рис. 16,9 а - д.

16.7. ОСТАНОВЫ ТУРБОАГРЕГАТА

При рассмотрении технологических особенностей остановов турбоагрегатов остановки следует разделить на плановые, т. е. на заранее запланированные, выполняемые после проведения соответствующих подготовительных работ, и на аварийные, которые производятся, как правило, внезапно в результате действия автоматических защит или ручного воздействия на ключ останова.

Как и при пуске, во время останова турбины происходит изменение температурного и механического состояния как отдельных узлов, так и турбоагрегата в целом, которые необходимо контролировать в процессе разгрузки, снижения частоты вращения ротора и последующего естественного остывания.

Плановые остановки турбины могут производиться как без специального принудительного расхолаживания турбоагрегата, так и с расхолаживанием турбины и турбоагрегата.

Останов турбины в резерв, а также при необходимости проведения ремонтных работ, выполнение которых не связано с температурным состоянием турбоагрегата, для сокращения времени последующего пуска целесообразно производить таким образом, чтобы не вызывать значительного расхолаживания турбоагрегата.

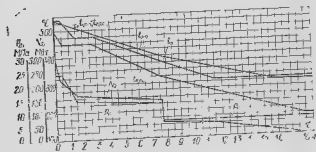


Рис. 16.10 График-задание останова турбины с расхолаживанием.

t_0 — электрический и тепловой; t_1 — давление свежего пара перед блоком парораспределения; t_2 — температура свежего пара перед блоком парораспределения; t_3 — температура пара после прогрева перед клапанами прогрева; t_4 — температура пара в камере регулирующей ступени ЦВД.

Технология останова турбоагрегата без расхолаживания предусматривает плановую разгрузку блока при определенных параметрах свежего пара и максимально возможной (не ниже 315°C) температуре пара после прогрева примерно до 140–150 МВт с последующим гашением котла, быстрой разгрузкой турбины до 90–100 МВт и ее отключением защитными устройствами.

Останов турбины с расхолаживанием производится при выводе блока в капитальный ремонт, а также в случаях, когда предполагаются ремонтные работы, требующие останова турбины. Расхолаживание турбины производится путем глубокой разгрузки блока при плановом снижении температуры свежего пара и температуры пара после прогрева примерно до 300–310°C в соответствии с графиком-заданием (рис. 16.11).

Технология останова турбины с расхолаживанием обеспечивает на завершающей стадии разгрузки охлаждение ЦВД турбины приблизительно до 180°C.

При необходимости выполнения ремонтных работ только на котле или на паропроводах свежего пара сбросная схема блока и паропроводные устройства конденсатора позволяют производить их расхолаживание без расхолаживания турбоагрегата.

Останов блока с принудительным расхолаживанием оборудования значительно сокращает время простоя его в ремонте.

Перед предстоящим остановом турбоагрегата необходимо выполнить подготовительные операции, которые должны обеспечить нормальное, безаварийное осуществление заданного режима разгрузки и останова турбоагрегата.

К этим операциям в первую очередь следует отнести переключение деаэраторов, эжекторов и уплотнений входов на истечение пара из коллектора собственных нужд блока, опробование резервного и аварийного масляных насосов, расхолаживание статорных и регулирующих клапанов турбины, расхолаживание задвижек перед блоками парораспределения и прогрева, проверку исправности действия паровых и водных клапанов БРОУ, систем охлаждения пара в паропроводных устройствах конденсатора, снятия защиты и блокировок блока а также региструющих и показывающих контрольно измерительных приборов турбоагрегата.

При плановом останове турбины отключение генератора от сети производится после закрытия статорных и регулирующих клапанов турбины при условии, что по показаниям приборов на генераторе нет вырабатываемой мощности.

В случае, если после закрытия статорных и регулирующих клапанов парораспределения и прогрева генератор вырабатывает мощность, необходимо разгрузить турбоагрегат до холостого хода плотным закрытием главных паровых задвижек перед клапанами парораспределения, а также арматуры на всех трубопроводах, по которым возможно поступление пара в ЦВД, ЦСД или ЦНД турбины. После этого разрешается отключение генератора от сети.

В схемах блока с двухкорпусным симметричным котлом перед отключением генератора от сети должны быть также закрыты задвижки на паропроводах прогрева перед блоками клапанов прогрева.

При необходимости снятия кривой выбега ротора турбины следует поддерживать давле-

ние в конденсаторе турбины на уровне 4-10 кПа и постоянную температуру масла после маслоохладителей до полного останова ротора.

Сразу после останова ротора турбины необходимо перейти на вращение ротора турбоагрегата валоповоротным устройством.

При останове турбоагрегата на период до 4 ч целесообразно во время останова поддерживать давление в конденсаторе на уровне 15,0—28 кПа, подавая на концевые уплотнения ЦВД и ЦСД пар с температурой 320-350°C.

При останове турбины без расхолаживания непрерывное вращение ротора турбины валоповоротным устройством необходимо производить в течение 36 ч после останова, после чего следует производить периодическое проворачивание ротора турбины на 180° через каждые 30 мин. Проворачивание ротора должно прекратиться при температуре наружного корпуса ЦВД в районе паровпуска ниже 200°C.

После прекращения проворачивания ротора турбины валоповоротным устройством необходимо продолжать непрерывную подачу масла на охлаждение подшипников турбоагрегата до понижения температуры паровпускной части наружного корпуса ЦВД до 150°C.

Операции по открытию дренажей и продувки из турбины и трубопроводов во время останова турбоагрегата должны предотвращать скопление дренажа в указанных местах и не допускать неравномерного захламления отдельных элементов турбоустановки.

Дренажи из трубопроводов I-IV отборов до обратных клапанов, а также продувки пароприемных камер блоков высокого и среднего давления и перепускных труб ЦВД необходимо открыть спустя 36-40 ч после останова турбины.

Дренажи из корпусов ЦВД и ЦСД и продувочные линии из паропроводов свежего пара перед главными паровыми задвижками разрешается открыть после достижения температуры металла паровпускных частей ЦВД, ЦСД и паропроводов свежего пара ниже 200°C.

Остальные дренажи и продувки турбоустановки должны быть открыты сразу после останова турбоагрегата.

Аварийный останов турбоагрегата производится в случае нарушения нормальной работы оборудования, которое создает угрозу бесперебойной работе турбоагрегата, его сохранности или безопасности обслуживания.

При возникновении аварийного положения обслуживающий персонал обязан контролировать срабатывание защит и блокировок,

не вмешиваясь в их работу, а в случае их отказа выполнять необходимые операции вручную.

Аварийные остановки турбоагрегата производятся как со срывом вакуума в конденсаторе турбины, так и без срыва вакуума.

Срыв вакуума в конденсаторе осуществляется путем подачи воздуха в конденсатор турбины через специальный вентиль и прекращения отсоса воздуха из конденсатора основными эжекторами.

Срыв вакуума в конденсаторе производится автоматически при срабатывании защит, вызывающих останов турбоагрегата со срывом вакуума, или персоналом после закрытия стопорных и регулирующих клапанов турбины и отключения генератора от сети.

Цель срыва вакуума - уменьшение времени выброса ротора турбоагрегата за счет резкого повышения потерь на трение и вентиляцию. Останов турбины со срывом вакуума в конденсаторе производится в тех случаях, когда длительное вращение турбоагрегата может способствовать дальнейшему увеличению числа аварий.

К ситуациям, в которых необходимо производить аварийный останов турбины со срывом вакуума, относятся:

- повышение частоты вращения ротора турбины сверх предела установки срабатывания автомата безопасности (выше 56 с⁻¹);

- внезапное повышение вибрации турбоагрегата на 30 мкм;

- недопустимый осевой сдвиг ротора;
- недопустимое падение давления масла в системе смазки или недопустимое снижение уровня масла в масляном баке;

- гидравлические удары в турбине или паропроводах;

- явно слышимые металлические звуки и необычные шумы внутри турбины;

- появление искр или дыма из подшипников или концевых уплотнений;

- внезапное повышение температуры масла на выходе из любого подшипника сверх 75°C или температуры баббита любой из комодок упорного подшипника или вращающей опорных подшипников свыше 100°C;

- воспламенение масла на турбине и невозможность немедленно ликвидировать пожар;
- разрыв паропроводов свежего пара, пара промпарегрева, отборов, трубопроводов основного конденсата, питательной воды, маслопроводов и невозможность отключения поврежденного участка.

Аварийные остановки турбины без срыва вакуума производятся:

- при недопустимом снижении вакуума в конденсаторе;

- при относительноном положении роторов,

превышающем допустимые пределы, при достижении разности температур верхних и нижних образующих корпус ЦВД или ЦСД более 35°C;

при работе турбины с недопустимыми параметрами свежего пара или пара после пропаривания,

при невозможности устранить появившиеся течи масла по истечении 2 мин работы генератора в моторном режиме;

при закрытии какого-либо стопорного клапана высокого или среднего давления при его расхождении и не поступлении открытия в течение 10 мин.

Действия обслуживающего персонала после аварийного останова турбины должны быть направлены на выяснение причины останова турбоагрегата, обследование состояния оборудования и на подготовку турбоагрегата к блоку к пуску.

Опыт проведения ремонтных работ на электростанциях показал, что при необходимости проведения срочных работ после останова турбины допускается прекращение подачи масла на подшипники турбины (с одновременным прекращением вращения ротора турбоагрегата валоповоротным устройством) при температуре внешнего корпуса ЦВД не более 400°C на время не более 5 мин. При температуре внешнего корпуса ЦВД 300°C указанная операция допускается продолжительностью 20 мин.

При этом необходимо осуществлять контроль за температурой сабита подшипников турбины, которая не должна превышать 90°C, и за величиной прогиба ротора ЦВД в районе вала среднего паза с системы регулирования ротора ЦСД в районе третьего подшипника с прибором эксцентриситета или с помощью индикаторов.

Максимально допустимый прогиб консоли роторов высокого и среднего давления во время останова и при вращении валоповоротным устройством не должен превышать 0,08 мм (близне 0,16 мм) и 0,12 мм (близне 0,24 мм) для роторов ЦВД и ЦСД соответственно.

После истечения допустимого времени останова и включения подачи масла необходимо повернуть ротор на 180° и выдержать в этом положении до исчезновения прогиба, после чего включить валоповоротное устройство.

Если в течение разрешенной продолжительности останова ротор без проворачивания появился его прогиб, то необходимо вращать ротор валоповоротным устройством, контролируя биеение ротора. При наличии биеения ротора необходимо его выправлять, кратковременно останавливая в таком поло-

жении, чтобы выпуклая часть ротора находилась вверх.

Прогиб ротора должен тщательно контролироваться при необходимости пуска турбины даже после кратковременного останова. Пуск турбины с биеением ротора высокого или среднего давления более 0,03 мм недопустим, так как это может привести к остаточному прогибу ротора.

16.8. СБРОСЫ И НАБРОСЫ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ МОЩНОСТИ ТУРБОГЕНЕРАТОРЕ

При работе турбоагрегата под нагрузкой возможны случаи сбросов и набросов электрической нагрузки. При частичном сбросе электрической нагрузки, не сопровождающемся отключением генератора от сети, обслуживающему персоналу следует выяснить причину сброса нагрузки и принять меры к ее восстановлению. Необходимо также произвести проверку работы турбоагрегата по всем контрольным показателям, которые не должны выходить за допустимые пределы.

При полном сбросе электрической нагрузки, сопровождающемся отключением генератора от сети, обслуживающий персонал обязан убедиться в том, что система регулирования турбины предотвратила недопустимое повышение частоты вращения ротора, и при необходимости вручную установить частоту вращения ротора равную 50 с⁻¹. Проверить срабатывание соответствующих защит, блокировок и переключений по переводу турбоагрегата и блока в целом на режим холостого хода. В случае какого-либо нарушения или отказа в действии автоматических блокировок или переключений обслуживающий персонал обязан выполнить необходимые операции вручную.

При работе турбины на холостом ходу должна быть произведена проверка работы турбоустановки по всем контрольным показателям и подготовка генератора к синхронизации и включению в сеть.

При этом допустимая продолжительность работы турбины на холостом ходу после полного сброса электрической нагрузки с отключением генератора от сети составляет 10-15 мин (при нагрузке собственных нужд 1 ч). По истечении указанного времени при невозможности включения генератора в сеть и нагрузки турбины не менее чем до 100 МВт турбина должна быть остановлена.

В случае, если при сбросе электрической нагрузки с отключением генератора от сети система регулирования турбины не предотвратила срабатывания автоматов безопасности, обслуживающему персоналу необходимо немедленно произвести проверку закрытия

всех стопорных и регулирующих клапанов турбины и главных паровых задвижек, а также срабатывания защит и блокировок по полному останову блока. При этом повторный пуск турбины допускается только после устранения неисправности в системе регулирования, вызвавшей несудержание турбины на частоте вращения холостого хода.

Глава семнадцатая

ОБСЛУЖИВАНИЕ ТУРБОАГРЕГАТА ПРИ РАБОТЕ ПОД НАГРУЗКОЙ

17.1. НАБЛЮДЕНИЕ И УХОД ЗА РАБОТАЮЩЕЙ ТУРБИНОЙ

Во время нормальной эксплуатации турбоагрегата основной задачей обслуживающего персонала является обеспечение заданной нагрузки турбины при надежной и экономичной работе как отдельных систем, так и турбоустановки в целом. Турбинное оборудование должно работать с включенными автоматическими регуляторами, защитами и блокировками. Контрольные показатели работы турбины не должны превышать предел значений, указанных в табл. 16.1.

При работе турбоагрегата оперативный персонал обязан производить регулярно осмотр всего оборудования;

записывать периодически показания контрольно-измерительных приборов;

контролировать работу отдельных систем и узлов турбоагрегата;

следить за исправностью системы регулирования, защиты и блокировок турбоагрегата, устройств автоматического регулирования и дистанционного управления и контрольно-измерительных приборов и не допускать их отключения в период работы турбины;

контролировать правильность показаний дистанционных указателей положения органов регулирования и защиты;

производить в соответствии с требованиями инструкции по эксплуатации турбины обслуживание стопорных и регулирующих клапанов турбины, управляющих золотников и паровых задвижек;

периодически вводить в работу резервное гидродинамическое оборудование и проверять его работу при номинальной нагрузке.

При обнаружении каких-либо неисправностей в работе оборудования и отклонения показаний приборов от нормальных величин необходимо немедленно выявить и устранить вызвавшие их причины.

Во всех случаях набора нагрузки следует проверить, изменялись ли соответственно показания приборов мощности и давления в камере регулирующей ступени, а также положения регулирующих клапанов в частоту сети, произвести осмотр всего оборудования турбоустановки и убедиться в нормальной его работе.

Работа турбоагрегата в условиях эксплуатации неизбежно связана с изменением факторов, определяющих режим его работы. Возмозны несоблюдения расчетных параметров свежего пара и пара промпрегрева, давления отработавшего пара, частоты вращения ротора, различные отклонения в схеме регенеративного подогрева и воды от оптимальных условий.

При установившемся режиме работы турбины допустимое изменение большинства этих факторов, таких как параметры свежего пара и пара промпрегрева, вакуум в конденсаторе, частота вращения ротора и др. находится в относительно небольших пределах. Такие же, как электрическая нагрузка на турбогенераторе и расход пара на турбину, в любой момент эксплуатации турбины могут изменяться в пределах, обусловленных максимальной нагрузкой и холостым ходом.

Отклонения условий работы турбины в допустимых пределах не вызывают опасений за надежность турбоагрегата. Однако в случае ухудшения основных параметров имеет место снижение экономичности турбоустановки, приводящее в условиях длительной эксплуатации к значительным пережогам топлива.

Для обеспечения безопасности работы оборудования в стационарных и переходных режимах эксплуатации персонал особенно внимательно должен контролировать электрическую нагрузку турбоагрегата, параметры свежего пара и пара промпрегрева,

вибрацию турбоагрегата; давление пара в контрольных точках прочной части, давление в конденсаторе, осевое смещение ротора в упорном подшипнике;

относительное расширение роторов ЦВД, ЦСД и ЦНД;

равномерность температурного состояния корпусов турбины;

температуру баббита упорного и опорных подшипников;

работу маслосистемы, системы регулировки, защиты и блокировки;

работу регенеративной системы.

Для достижения максимальной экономичности турбоустановки, снижения удельного расхода топлива на производство электроэнергии необходимо обеспечивать:

расчетные параметры свежего пара и пара промпрегрева;

расчетное давление пара в конденсаторе в зависимости от температуры охлаждающей воды и расхода пара на турбину;

минимальное переохлаждение конденсата в конденсаторе;

оптимальный режим работы схемы регенеративного подогрева питательной воды;

минимальную величину добавки химических веществ в воду.

Во всех случаях возникновения нарушений в работе турбоустановки обслуживающий персонал обязан принять все меры к восстановлению нормальных условий работы оборудования и при необходимости выполнить все операции по изменению электрической нагрузки, регулированию параметров свежего пара и пара промпрегрева или по работе отдельных систем, устройств и узлов турбоагрегата.

17.2. ВЛИЯНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ НАЧАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПАРА НА РАБОТУ ТУРБИНЫ

По данным тепловых испытаний, проведенных Юлхазлерго на турбинах К-300-240-2, удельный расход теплоты брутто, отнесенный к сумме мощности на клеммах генератора и внутренней мощности привода турбины, питательного насоса при параметрах свежего пара перед блоками парораспределения $p_0=23,5$ МПа и $t_0=560^\circ\text{C}$, температуре пара перед блоками клапанов промпрегрева $t_{\text{пл}}=565^\circ\text{C}$, потере в тракте промпрегрева $\Delta p_{\text{пл}}=10\%$, температуре охлаждающей воды на входе в конденсатор $t_w=12^\circ\text{C}$ и ее количестве $W=34805$ м³/ч, полностью включенной регенерации по проектной схеме, количестве питательной воды, равной расходу пара на турбину при нагрузке 300 МВт, составляет 7683 кДж/(кВт·ч) [1835 ккал/(кВт·ч)].

При выполнении на ГРЭС рекомендаций ХТГЗ по повышению температуры питательной воды до 276°C за счет переноса первого отбора за 8-ю ступень ЦВД удельный расход тепла при прочих равных условиях равен 7658 кДж/(кВт·ч) [1829 ккал/(кВт·ч)].

Для обеспечения экономической работы турбоагрегата необходимо поддерживать перед турбиной заданные параметры свежего пара и пара промпрегрева.

На рис. 17.1 приведены график относительного изменения удельного расхода тепла при изменении давления свежего пара, температуры свежего пара и температуры пара промпрегрева, составленные по результатам испытаний турбин на электростанциях [3].

Изменение удельного расхода тепла при изменении температуры свежего пара и пара промпрегрева даны для принятых в настоящее время в эксплуатации начальных значений $t_0=540^\circ\text{C}$ и $t_{\text{пл}}=540^\circ\text{C}$.

Поправки даны при постоянной мощности на клеммах генератора.

Допустима длительная работа турбины при следующих отклонениях параметров пара от номинальных:

давления свежего пара от 23,0 до 24,0 МПа;

температуры свежего пара от 530 до 565°C ;

температуры пара промпрегрева от 530 до 570°C .

При установившемся режиме работы колебания температуры свежего пара и пара промпрегрева допустимы не более 1° , 10°C . Изменения температуры пара в указанных пределах со скоростью более $0,5^\circ\text{C}/\text{мин}$ недопустимы в связи с возможностью возникновения повышенных термических напряжений в паровпускных узлах турбины и превышения допустимых относительных изменений роторов.

При повышении давления свежего пара от 24,1 до 24,5 МПа или температуры от 566 до 570°C или при повышении температуры пара после промпрегрева от 571 до 575°C разрешается работа турбины не более 30 мин одновременно. При этом суммарная продолжительность работы турбины при указанных параметрах не должна превышать 200 ч в году. При дальнейшем повышении параметров пара турбина должна быть остановлена.

При плавном (со скоростью не более $0,5^\circ\text{C}/\text{мин}$) снижении температуры свежего пара до 500°C , при неизменной температуре пара после промпрегрева специальной разгрузки турбины не требуется. При дальнейшем снижении температуры свежего пара (до температуры 490°C), свидетельствующем о серьезных нарушениях в котлоагрегате, которые могут привести к забросу воды в проточную часть турбины, блок должен быть остановлен.

По условиям непревышения максимальных допустимой влажности пара перед последней ступенью ЦВД максимальной допустимая температура пара перед ЦВД при 100% ной нагрузке составляет 530°C . При установившейся нагрузке 210 МВт и плюс максимально допустимая температура пара после промпрегрева 525°C . При более низких температурах

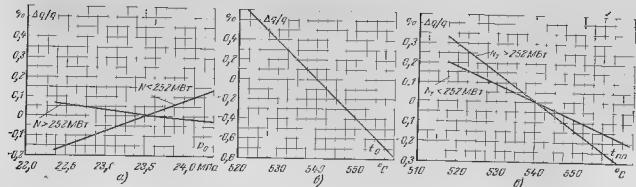


Рис. 17.1. График относительного изменения удельного расхода тепла.

а — в зависимости от давления свежего пара, б — в зависимости от температуры свежего пара, в — в зависимости от температуры пара после промпрегрева.

рах пара после промпрегрева разрешается работать только в режимах нагрузки или разгрузки турбоагрегата при пусках и остановах. Температура пара после промпрегрева в этих режимах в зависимости от нагрузки не должна быть ниже температуры, указанной в графиках заданиях.

Необходимо сохранять номинальные параметры свежего пара и номинальную температуру пара промпрегрева при длительной работе турбины при частичных нагрузках, а также при частичных или полных сбросах на грузки.

Для контроля за состоянием проточной части турбины и, в частности, за заносом ее примесями водного теплоносителя необходимо следить за давлением пара в камере регулирующей ступени и в отборах пара на регенерацию проверенными и оттарированными манометрами.

Экспериментально полученные значения давления в контрольных точках в зависимости от расхода свежего пара на турбину при чистой проточной части, полностью включенной регенеративной установке по проектной схеме при $p_0 = 23,5 \text{ МПа}$, $t_0 = 540^\circ\text{C}$, $t_{00} = -540^\circ\text{C}$, при расходе питательной воды, равном расходу свежего пара на турбину ($G_{\text{г.с.}} = D_1$), температурах питательной воды $t_{\text{п.к}}$ за подогревателями высокого давления и основного конденсата $t_{\text{о.к}}$ за подогревателями низкого давления по графику рис. 17.5 представлены на рис. 17.2.

Максимально допустимые давления пара в камере регулирующей ступени и в камерах отбора ЦВД, ЦСД и ЦНД приведены в табл. 17.1.

При превышении давления в контрольных точках сверх допустимых значений необходимо провести промывку проточной части турбины.

Если после промывки проточной части давление пара в какой-либо контрольной ка-

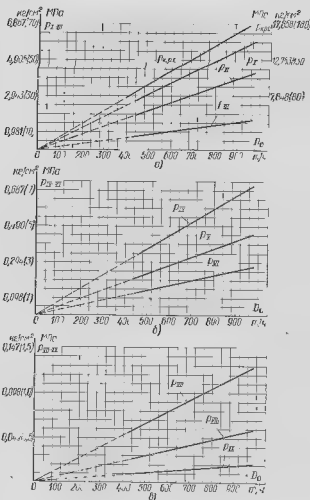


Рис. 17.2. Графики абсолютного давления пара в камере регулирующей ступени и в камерах отбора в зависимости от расхода свежего пара на турбину при чистой проточной части: а — $p_0 = 23,5 \text{ МПа}$, $t_0 = 540^\circ\text{C}$, $t_{00} = -540^\circ\text{C}$; б — в камерах I, II и III отбора; в — в камерах IV, V и VI отбора; г — в камерах VII и VIII отбора; Дк — расход свежего пара на турбину; Д — давление в камере регулирующей ступени; Дк — давление в камере I отбора; Дп — то же II отбора и т. д.

Максимально допускаемые абсолютные значения давления пара в контрольных точках проточной части турбины, МПа (кгс/см²) (при гарантийных условиях)

Место замера давления	Мощность турбины, МВт				
	320	400	720	920	1160
Камера регул. парло- вой ступени	18,34(187)	17,40(174)	13,96(142,5)	10,87(110,8)	8,24(84,0)
Отбор					
I	6,01(61,3)	5,59(57)	4,53(46,2)	3,37(36,4)	2,71(27,6)
II	4,27(43,5)	3,96(40,4)	3,23(32,5)	2,54(25,5)	1,89(19,3)
III	1,68(17,1)	1,54(15,7)	1,21(12,6)	1,02(10,4)	0,76(7,7)
IV	0,74(7,5)	0,68(6,9)	0,55(5,6)	0,41(4,2)	0,34(3,5)
V	0,45(4,6)	0,41(4,2)	0,34(3,5)	0,28(2,9)	0,22(2,2)
VI	0,27(2,8)	0,25(2,5)	0,20(2,1)	0,17(1,7)	0,13(1,3)
VII	0,15(1,5)	0,14(1,4)	0,11(1,1)	0,10(1,0)	0,07(0,74)
VIII	0,07(0,73)	0,07(0,71)	0,05(0,55)	0,05(0,4)	0,04(0,35)
IX	0,03(0,31)	0,03(0,29)	0,02(0,22)	0,02(0,2)	0,01(0,16)

море остается выше допустимого, необходимо произвести вскрытие турбины для проверки ее проточной части, а при необходимости и ее ланчесской частью

17.1. КОНТРОЛЬ ЗА РАБОТОЙ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ И ЗАЩИТЫ

Надежная работа системы регулирования, защиты и блокировок турбоагрегата обеспечивается постоянным наблюдением за ее работой, периодической проверкой действия регулирования, защиты и блокировок, регулярной регистрацией некоторых ее параметров, расхождением створных и регулирующих клапанов и анализом полученных данных.

Нормальное регулирование клапаны турбины должны управляться регулятором сброса. Регулятор давления свежего пара «до сес» должен находиться в стерегуемом режиме, т. е. вступать в работу только при снижении давления свежего пара. В любых режимах главные сервомоторы не должны находиться на упорах.

Необходимо также регулярно производить проверку предохранительных клапанов блока и следить за исправностью быстродействующей редукционно-охлаждающей установки.

Проверку действия автомата безопасности и системы защиты турбины с повышением частоты вращения ротора более чем на 50 с⁻¹ производится производить только после разборки автомата безопасности или системы защиты, перед испытанием турбоагрегата на сброс нагрузки и после длительного простоя.

При пуске турбины после монтажа, капитального или текущего ремонта, при котором выполнялась разборка стопорных или регулирующих клапанов, должна производиться раздельная проверка плотности стопорных и

регулирующих клапанов высокого давления и проточной части.

Плотность клапанов высокого давления проверяется при давлении свежего пара 7,85 МПа и его температуре 400°C. Проверка плотности клапанов проточной части производится при давлении пара перед закрытыми клапанами проточной части 1,96 МПа.

После монтажа турбоагрегата или ремонта системы регулирования должны быть сняты характеристики: частота вращения ротора — положение сервомоторов, зависимость перемещения сервомоторов от частоты вращения ротора при различных положениях синхронизатора и положение сервомоторов — нагрузка паровоздушная характеристика. Снятие характеристик частоты вращения ротора — положение сервомоторов производится на холостом ходу. Характеристика положения сервомоторов нагрузка снимается в диапазоне нагрузок от 300 МВт до холостого хода и от холостого хода до 300 МВт.

17.4. КОНТРОЛЬ ЗА РАБОТОЙ КОНДЕ-ЦИОННОЙ УСТАНОВКИ

Одним из средств достижения высокого термического к. п. д. турбинной установки является понижение давления пара за последней ступенью турбины. По мере снижения конечного давления пара возрастает расходуемый тепловой ресурс в цикле. В результате увеличивается внутренняя мощность турбины с соответствующим повышением термического к. п. д. Низкое абсолютное давление (разрежение) за турбиной создает условия для конденсации пара в конденсаторе.

Неполадки и нецелесообразности в работе конденсационного устройства являются одной из основных причин неэкономичной работы турбинной установки, перерасхода пара и топлива на выработку электроэнергии.

Экспериментально полученный график [3] поправок к мощности турбины на давление отработавшего пара приведен на рис. 17.3. В области, ограниченной прямыми I—I и II—II, зависимость изменения мощности турбины при изменении давления отработавшего пара связана к линейной и при изменении давления в конденсаторе на $\pm 1,00$ кПа составляет ± 3405 кВт.

При ухудшении вакуума в конденсаторе из-за уменьшения объемного пропуска пара (01) через последние ступени ЦНД возникает существенно нестационарный характер течения в ступени, приводящий к повышенным динамическим нагрузкам на рабочие лопатки последних ступеней.

Для предотвращения появления неопытных динамических напряжений в рабочих лопатках последних ступеней повышение частоты вращения ротора до 50 с^{-1} при пуске турбины, а также работа турбоагрегата парциалах от холостого хода до нагрузки 100 МВт разрешается только при давлении в конденсаторе не выше 6,665 кПа ($0,066 \text{ кгс/см}^2$), причем допустимое время работы турбины на этих режимах ограничено. С этой же целью не следует производить разгрузку турбины при повышении давления в конденсаторе (например, из-за ухудшения воздушной плотности конденсатора или циркуляционного водоснабжения), поскольку сни-

жение расхода пара при уменьшении удельного объема пара за счет сужения может привести к недопустимому снижению объемного пропуска пара через ступени со всеми сопутствующими этому режиму осложнениями.

Повышение давления в конденсаторе увеличивает температуру выхлопных патрубков, что может вызвать их деформацию, потерю вакуумной плотности, расцентровку турбоагрегата и связанные с ней опасные вибрации.

Абсолютное давление в конденсаторе p_2 , кПа, с поправкой на разницу показаний барометра B и вакуумметра H подопытного конденсатора,

$$p_2 = B - H \quad (17.1)$$

При определении абсолютного давления в конденсаторе и показаниях барометра и вакуумметра необходимо учесть соответствующие поправки на температуру столба ртути, а также высоту, по шкалу и др.

Разрежение в конденсаторе может быть также выражено в процентах от барометрического давления

$$\delta = \frac{H}{B} \cdot 100\% \quad (17.2)$$

Абсолютное давление в конденсаторе p_2 однозначно определяется как функцией температуры насыщения t_{2n}

$$p_2 = \Phi(t_{2n}) \quad (17.3)$$

В свою очередь температура насыщения отработавшего пара в конденсаторе, равная

$$t_{2n} = t_{1n} + \Delta t + \delta t, \quad (17.4)$$

зависит от температуры охлаждающей воды перед входом в конденсатор t_{1n} , от напора охлаждающей воды в конденсаторе Δt и от температурного напора δt . Следовательно

$$p_2 = f(t_{1n}, \Delta t, \delta t) \quad (17.5)$$

Абсолютное давление в конденсаторе p_2 и температура пара t_{2n} будут тем меньше, чем меньше в охлаждающей воде сечение в формуле (17.4) [27].

Пачалая температура охлаждающей воды t_{1n} зависит от атмосферных и климатических условий. Нагрев охлаждающей воды Δt и температурный напор δt зависят от расхода пара на конденсатор D_n , расхода и температуры охлаждающей воды t_1 и t_2 , а также от плотности вакуума и чистоты загрязнений трубок конденсатора.

При работе конденсационной установки необходимо периодически производить измерение:

разрежения в конденсаторе H , кПа, барометрического давления B , кПа, температуры охлаждающей воды перед входом в конденсатор t_{1n} , °C;

температуры охлаждающей воды на выходе из конденсатора t_{2n} , °C,

температуры пара на входе в конденсатор t_{1n} , °C;

температуры конденсата на выходе из конденсатора t_n , °C,

давления охлаждающей воды до и после конденсатора, МПа,

давления пара перед эжекторами, МПа,

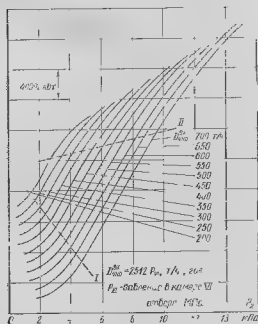


Рис. 17.3 График поправки к мощности турбины на давление отработавшего пара
 p_2 — давление пара в конденсаторе; D_n — расход пара в кг/с; p_2 — давление пара в конденсаторе

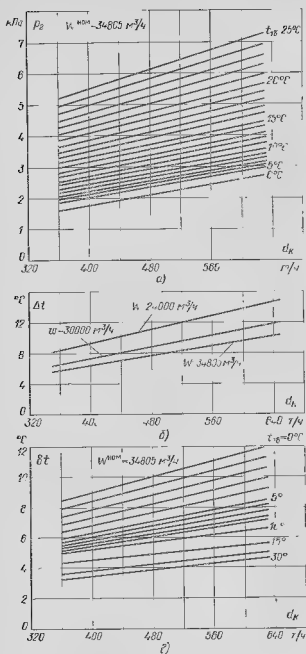


Рис 17.4. Основные нормативные характеристики конденсационной установки турбины К 300-240.

a — абсолютное давление в конденсаторе в зависимости от расхода пара из конденсатора и температуры охлаждающей воды на входе в конденсатор, *б* — нагрев воды в конденсаторе в зависимости от расхода пара на конденсатор и расхода охлаждающей воды, *в* — температурный напор в конденсаторе в зависимости от расхода пара из конденсатора и температуры охлаждающей воды.

давления в коллекторе отсоса паровоздушной смеси из уплотнений, МПа.

давления, МПа, и температуру пара в коллекторе подачи пара на уплотнения турбины, °С.

Кроме того, необходимо регулярно контролировать содержание кислорода в конденсате

и его жесткости, а также производить периодическую проверку плотности вакуумной системы турбинной установки с устранением присосов воздуха.

Плотность вакуумной системы, содержание кислорода в конденсаторе и его содержание не должны превышать нормы, указанных в «Правилах технической эксплуатации электрических станций и сетей» [46].

Критерием плотности вакуумной системы может служить скорость падения вакуума в конденсаторе при отключенных основных эжекторах и 80% номинальной нагрузки турбины. Плотность вакуумной системы считается достаточной, если повышение давления в конденсаторе в этих условиях не превышает 0,26 кПа (2 мм рт. ст.)/мин.

Для анализа эксплуатационных показателей работы конденсационной установки требуется сравнение основных эксплуатационных данных конденсационной установки с расчетными или с нормативными характеристиками, полученными в результате специальных промышленных испытаний.

Основные нормативные характеристики конденсационной установки турбины К 300-240 $p_2 = f(d_k, t_{2в})$; $\Delta t = f(d_k, W)$; $\delta t = f(d_k, t_{2к})$, полученные в результате специальных испытаний конденсационной установки на электростанции [3], приведены на рис 17.4, где p_2 — абсолютное давление пара в конденсаторе, МПа; d_k — расход пара на конденсатор, т/ч; $t_{2в}$ — температура охлаждающей воды перед входом в конденсатор, °С; $t_{2к}$ — температура охлаждающей воды на выходе из конденсатора, °С; $\Delta t = t_{2к} - t_{2в}$ — нагрев воды в конденсаторе, °С; W — расход охлаждающей воды, м³/ч; $\delta t = t_{2к} - t_{2в}$ — температурный напор на выходе охлаждающей воды из конденсатора, °С; $t_{2к}$ — температура насыщения при давлении p_2 , °С.

При повышении нагрева охлаждающей воды в конденсаторе Δt , который при номинальной нагрузке турбины должен быть равен 8–9°С, необходимо проверить полное открытие задвижки на трубопроводах циркуляционной воды, исправности циркуляционных насосов и, если нужно, включить в работу резервный насос циркуляционной системы. Причиной повышения нагрева воды в конденсаторе может быть также засорение тракта подачи охлаждающей воды в конденсатор, срыв или ухудшение сифона на сливной линии конденсатора.

Повышение температурного напора δt указывает на снижение коэффициента теплопередачи конденсатора, которое является следствием загрязнения труб конденсатора или увеличенных присосов воздуха в вакуумную систему турбины. Увеличенные присосы

воздуха в вакуумную систему ухудшают так же условия работы эжекторов.

График поправок к мощности турбины К-300 240 на давление отработавшего пара приведен на рис. 17.3

При работе турбины также необходимо контролировать уровень конденсата в конденсаторе, работу эжекторов и конденсатных насосов, систему регулирования уровня и рециркуляции конденсата, содержание конденсата. Повышение содержания сверх установленных норм свидетельствует о появлении неплотности в турбной системе.

Предельно допустимые параметры пара перед эжекторами: давление 0,98 МПа, температура 200°C; минимальное расчетное давление пара перед эжектором 0,49 МПа.

Высрос воды в воронку при установившемся режиме работы эжекторов, нормальном давлении рабочего пара и полностью открытых ventилях на линиях дренажа из гидравлического затвора II ступени эжектора свидетельствует о появлении неплотностей в турбной системе охладителя эжектора или нарушении слива дренажа в конденсатор.

Выход паровоздушной смеси высокой температуры из воздушного выхлопного патрубка эжектора и заметное повышение температур охлаждающего конденсата на выходе из эжекторов свидетельствуют о недостаточном расходе охлаждающего конденсата через холодильники эжектора.

Для чистки трубок конденсатора и устранения неплотностей в турбной системе разрешается работа турбины на одной половине конденсатора при нагрузке не более 50% номинальной.

Температура конденсата в конденсаторе может быть ниже температуры пара в выхлопном патрубке на 1-2°C. Более низкая температура конденсата свидетельствует либо о затоплении трубок конденсатора, либо о значительных притоках воздуха. При снижении расхода пара на конденсатор d_p температура конденсата снижается.

17.5. КОНТРОЛЬ ЗА РАБОТОЙ МАСЛЯНОЙ СИСТЕМЫ

Как уже отмечалось в гл. 14, масляная система турбоагрегата предназначена для подачи масла в подшипники турбины, генератора, питательных насосов с турбо- и электродвигателем, в гидромоторы питательного насоса с электродвигателем и на уплотнение вала генератора. Поддержание и безаварийная работа масляной системы в значительной степени определяет безаварийную работу энергоблока.

Постоянное снижение масла в масляной системе осуществляется одним масляным насосом с электродвигателем переменного тока. Включение резервного масляного насоса с электродвигателем переменного тока и аварийных масляных насосов с электродвигателями постоянного тока производится автоматически по импульсу от реле давления при снижении давления масла в системе смазки до установленного предела и от то-

кового реле, включающего в работу резервный и аварийные масляные насосы при исчезновении тока и обрывах электродвигателя работающего масляного насоса.

В случае прекращения по различным причинам поступления масла в систему смазки безаварийный останов турбоагрегата осуществляется за счет поступления масла в подшипники турбины из аварийных масляных баков, размещенных в крышках подшипников ЦВД и ЦСД и установленных на выхлопных патрубках ЦВД.

Надежная работа масляной системы обеспечивается постоянным наблюдением за ее работой, периодической проверкой сливов, работоспособности резервного и аварийных масляных насосов, регулярной регистрацией параметров масляной системы и анализом полученных данных.

Схема включения реле давления масла в масляной системе позволяет производить опробование реле при работающей турбине, не снижая давления масла в масляной системе и не понижая уровень надежности ее работы.

При работе турбоагрегата необходимо контролировать

давление масла в системе смазки, которое на отметке обслуживания турбоагрегата (9 м) должно составлять 0,16-0,18 МПа;

уровень масла в масляном баке. Нормальному уровню масла в баке соответствует отметка +200 по шкале уровня масла в баке; минимальному уровню соответствует отметка 0 и аварийному уровню — отметка —50 для масляных баков со встроенными масляными фильтрами и отметка 100 для масляных систем с внешними масляными фильтрами. В масляных баках со встроенными фильтрами максимально допустимая разность уровней между соседними отсеками масляного бака составляет 100 мм. При перегаде уровней, превышающем указанную величину, необходимо произвести очистку фильтров. Высымки и очистку фильтров следует производить поочередно по одному;

температуру масла после маслоохладителей и температуру масла, сливающегося из подшипников. Температура масла после маслоохладителей должна быть в пределах 40-45°C. Температура масла, сливающегося из подшипников, не должна быть выше 65°C. Максимально допустимая температура саббита вкладышей опорных и упорного подшипников составляет 90°C;

периодиче перелива масла из аварийных масляных баков. При отсутствии перелива масла хотя бы из одного аварийного масляного бака работа турбины не разрешается.

Отсутствие перелива масла из аварийного масляного бака какого-либо подшипника свидетельствует о недостаточном поступлении масла в эту емкость и, следовательно, о возможности пелавке масла на смазку данного

подшипника в случае останова турбоагрегата по причине прекращения поступления масла в папирной системе смазки от масляных насосов.

Необходимо следить за работой водяных фильтров. Медленное повышение температуры масла после маслоохладителей может быть вызвано засорением маслоохладителей или водяных фильтров перед ними. Повышение температуры масла на выходе из маслоохладителей может быть также обусловлено недостаточным количеством охлаждающей воды. Для восстановления охлаждающих способностей маслоохладителей масляная система допускает осуществлять промывку водяных фильтров, а также производить отключение и включение в работу маслоохладителей при работающей турбине.

Необходимо регулярно производить излив масла в масляном баке.

Масло в условиях эксплуатации турбоагрегата постоянно находится под воздействием ряда неблагоприятных факторов, таких как нагрев до высокой температуры, распыление и другие, которые вызывают старение масла, т. е. изменение его физико-химических свойств и ухудшение эксплуатационных качеств, вследствие чего со временем оно становится непригодным для эксплуатации.

Для восстановления качественных показателей бывших в эксплуатации масел на электростанциях применяются различные способы регенерации, которые подробно описаны в [26].

Основными источниками обводнения масла являются утечки пара из концов уплотнений турбины, проливающие в картеры подшипников, чему способствует также небольшое разрежение, создающееся в картерах вследствие электроионизирующего действия сливающегося из них масла. Источником обводнения масла служат также воздух, проникающий в масляную систему.

Для предотвращения обводнения масла необходимо следить за давлением пара в коллекторах подачи и отсоса пара из уплотнений. Давление пара в коллекторе подачи пара на уплотнения не должно быть выше 0,11 - 0,12 МПа. Давление в коллекторе отсоса пара из уплотнений должно быть равно 95 - 96 кПа. Для предотвращения обводнения масла необходимо следить также за плотностью маслоохладителей.

Элементы конструкции соединительных муфт роторов турбины выполнены с учетом максимально возможного снижения потерь ценных потерь, а также уменьшения разбрызгивания масла и циркуляции воздуха в картере подшипников.

Наличие растворимого в масле воздуха, помимо обводнения масла, может

служить также причиной сплипания проволочной сетки и напора масляных насосов, появления пугающих давлений и отказа вводу в работу резервного и аварийных масляных насосов.

17.6. КОНТРОЛЬ ЗА РАБОТОЙ РЕГЕНЕРАТИВНОЙ УСТАНОВКИ

Для повышения термодинамического к. п. д. цикла паротурбинная установка имеет развитую систему регенеративного подогрева питательной воды. Процесс передачи теплоты от отбираемого из турбины пара питательной воде осуществляется в шести подогревателях низкого давления, деаэраторе и трех подогревателях высокого давления.

Для достижения максимальной эффективности использования регенеративной установки следует добиваться, чтобы во время эксплуатации турбоагрегата в работе находились все подогреватели высокого и низкого давления, а если дренажи из подогревателей осуществляются по проектной схеме. Необходимо следить за температурным напором в подогревателях.

Температурный напор — разность температур насыщения поступающего в данный подогреватель греющего пара и температуры питательной воды на входе из этого же подогревателя в подогреватели низкого давления не должен превышать 3 °С. Температурный напор в подогревателях высокого давления за счет использования теплоты перегрева пара должен находиться в пределах 0°С - 2°С.

На рис. 17.5 приведены графики экспериментально полученных значений температуры конденсата и питательной воды в зависимости от расхода пара на турбину.

На рис. 17.6 приведены графики изменения удельного расхода тепла турбоагрегатом при недогреве питательной воды в подогревателях высокого и низкого давления до температур в соответствии с графиком рис. 17.5, а также при отклонении ПВД.

Увеличение температурного напора в подогревателе свидетельствует о загрязнении его трубной системы. В вакуумных ПВД увеличение температурного напора может быть вызвано завоздушиванием подогревателя. Во избежание недогрева питательной воды в регенеративных подогревателях должны быть полностью открыты задвижки на паропроводах из отборов турбины к подогревателям.

Температура воды на входе в подогреватель должна быть равна температуре воды на выходе из греющего подогревателя. Появление разницы между этими температурами свидетельствует о неплотности арматуры на обводных трубопроводах.

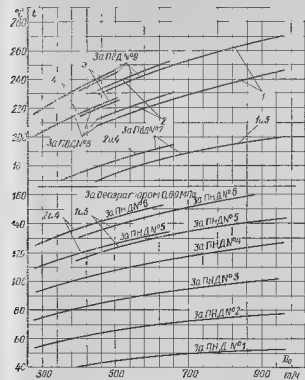


Рис. 17.5 Температура конденсата и гитательной воды при $p_0=23,5$ МПа, $t_1=540^\circ\text{C}$, $t_{\text{до}}=540^\circ\text{C}$, $G_{\text{сг}}$, $D_{\text{сг}}$
1 - в работе два корпуса котла п ПН, 2 - то же п ПН 3
в работе один корпус котла и ПН, 4 - то же

При работе турбоагрегата необходимо контролировать уровень конденсата греющего пара в подогревателях, который должен находиться в пределах $\frac{1}{2}$ — $\frac{1}{3}$ высоты водомерного устройства и поддерживаться на этом уровне автоматическими регуляторами уровня.

Если уровень конденсата греющего пара в любом из подогревателей выше нормального при полном открытии регулирующего клапана на отводящем трубопроводе, о свидетелст

зует о повышении точки грубой системы подогревателя. Необходимо отключать неисправный подогреватель (группу подогревателей) в ремонт и соответственно ограничивать на группу на подогревателе.

При отключении одной группы ПВД (при двухниточной компоновке ПВД) мощность турбины должна быть ограничена 265 МВт, при отключении обеих групп ПВД (или группы ПВД при однониточной компоновке ПВД) должна быть не выше 275 МВт. При отключении ПНД № 4 и 5 мощность турбины должна быть ограничена 285 МВт, при отключении ПНД № 3а и ПНД № 3 или ПНД № 2 и ПНД № 1 не должна превышать 280 МВт.

17.7. ЗАНОС ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТУРБИНЫ СОЛЯМИ И ОКИСЛАМИ МЕТАЛЛОВ

Рост единичных мощностей, и повышение начальных параметров пара, а также введение пропарегрева пара вызвали повышенные требования к качеству питательной воды и свежего пара. Правильная организация водного режима в значительной мере определяет надежность и экономичность работы турбоагрегата. Загрязнение свежего пара, поступающего в турбину, обуславливает образование отложений в проточной части, состоящих из солей натрия, окислов меди, железа и кремниевой кислоты.

Растворимость примесей в водном теплоносителе зависит от индивидуальных свойств примесей и от параметров среды. Растворимость различных соединений в перегретом водном паре растет с увеличением плотности пара

Так, растворимость кремниевой кислоты в водяном паре 8,8 МПа, 400°C составляет около 10 мг/кг. При возрастании параметров до

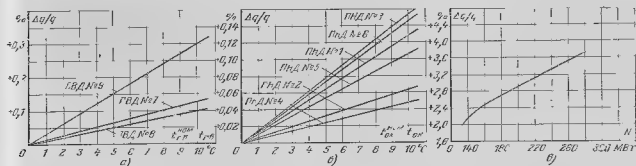


Рис. 17.6. Графики увеличения удельного расхода тепла

а. при уменьшении давления впитывающей воды и подогретых вальсов, высокого давления, б. при уменьшении давления основного контура в подогретых вальсах высокого давления, в. при охлаждении подогретых вальсов высокого давления, $\frac{d\varphi}{dt}$ $\varphi(t)$, $\frac{d\varphi}{dt}$ $\varphi(t)$

— $\varphi(D_p)$ — поправку рис. 17 б $t_{\text{пв}}$ — замеренная температура поверхности излучающей поверхности, $t_{\text{ок}}$ — температура окружающей среды за подпружиненным нижним давлением

23,5 МПа и 560°C растворимость ее в паре увеличивается примерно в 10 раз.

В процессе расширения пара в турбине по мере понижения давления и температуры снижается и растворимость примесей в паре. Вследствие этого происходит перенасыщение пара отсыльными примесями, т. е. превышение предельной концентрации этих примесей в паре для данных параметров. При этом превышающее растворимость при конкретных параметрах количество примесей выпадает из потока и оседает на соплах и рабочих лопатках турбины, образуя твердые отложения. Образование этих отложений происходит в проточной части турбины, работающей в перегретом паре.

В проточной части турбины, работающей на влажном паре, твердые отложения не образуются. Выпадающие из парового раствора примеси переходят в воду, поскольку растворимость их в воде во много раз выше, чем в паре.

На первых ступенях турбины оседают силикаты натрия, окислы меди, на последующих ступенях вещества, растворимость которых при параметрах первых ступеней еще достаточно высока. Выпадение примесей из парового раствора в твердую фазу может происходить не только непосредственно на поверхности лопаток и сопел, но и в самом потоке с последующим оседанием на поверхностях турбины.

Занос проточной части турбины примесями водного теплоносителя приводит к нарушению нормальной эксплуатации и изменению показателей ее работы. Прежде всего необходимо отметить понижение надежности работы турбины. Занос горловых сечений сопел и рабочих лопаток изменяет степень реактивности ступеней и приводит к перераспределению осевых усилий. Согласно расчету изменение площади горлового сечения рабочих лопаток ЦВД турбины на 5% приводит к изменению осевого усилия на 8-10 тс. Возрастание осевых усилий по сравнению с расчетными может привести к перегрузке и повреждению упорного подшипника.

В свою очередь, уменьшение проходных сечений сопел и рабочих лопаток вызывает повышение давления пара перед запорным и соплами при одинаковом расходе пара через эти ступени. При этом наибольшее влияние оказывают отложения в первых ступенях турбины из-за малых проходных сечений. Даже небольшое уменьшение проходных сечений первых ступеней приводит к необходимости ограничивать мощность в связи с возрастанием давления в камере регулирующей ступени. Согласно расчету уменьшение площади сопел 2 и ступени турбины на 5%, что соответствует

толщине слоя отложений 0,8-1,0 мм, повышает давление в камере регулирующей ступени на 0,69 МПа.

Помимо понижения надежности, ухудшения условий работы турбины и ограничения мощности, занос проточной части приводит к понижению к. п. д. турбины из-за изменения тепловых перепадов по ступеням, а также увеличения кромочных и профильных потерь.

Таким образом, критические начальные параметры свежего пара требуют обеспечения надлежащего качества пара и питьевой воды.

Современные средства водоподготовки и правильная организация водного режима блочных установок в совокупности с различными методами химического контроля могут обеспечить высокое качество питательной воды и водяного пара по всему тракту. Требования к качеству водного режима отражены в нормах качества пара, конденсата, питательной и котловой воды, которые приведены в «Правилах технической эксплуатации электрических станций и сетей». Правила предусматривают для блоков на критических параметрах свежего пара предельные значения различных примесей в паре перед турбиной и в питательной воде, приведенные в табл. 17.2.

Опыт эксплуатации показывает, что нарушения установленного нормами водного режима приводят к интенсивному заносу турбины окислами железа и меди, хромистой кислотой и натриевыми солями.

Для очистки проточной части от заносов применяются различные методы.

Анализ качественного состава отложений на лопатках турбины показывает, что отложения, как правило, в основном состоят из водорастворимых солей натрия и некоторого количества нерастворимых солей хрома и железа. Преобладание водорастворимых солей в составе отложений позволяет в качестве основного метода принять промывку влаж-

Таблица 17.2

Номер элемента показателя	Предел по ГОСТ ТУ 50-001-79	Предел по ГОСТ
Соединение натрия (в пересчете на Na) не более, мг/кг	10	10
Хромовая кислота (в пересчете на CrO_3) не более, мг/кг	2	20
Соединения железа (в пересчете на Fe) не более, мг/кг	10	10
Соединения меди (в пересчете на Cu) не более, мг/кг	5	5
Растворенный кислород после деаэрации не более, мг/кг	—	10

ным паром при работе турбины под нагрузкой.

При наличии большого количества водорастворимых компонентов в составе отложений во время промывки вязким паром пленки труднорастворимых примесей становятся пористыми и происходит их скалывание с поверхности соля и рабочих лопаток.

В тех случаях, когда основную долю отложений составляют труднорастворимые в воде соединения, необходимы специальные присадки в зависимости от состава отложений.

Следует отметить, что промывка турбины крайняя мера борьбы с заносом проточной части солями. Основным методом уменьшения заноса проточной части турбины отложениями является строгое соблюдение парм водного режима блока.

При подготовке турбоагрегата к промывке проточной части должно быть изготовлено не менее 1 тыс м³ запятого конденсата. Сборка схемы трубопроводов должна обеспечивать возможность сброса загрязненного конденсата из конденсатора и подпитки блока обессоленной водой. Должна быть проведена работа паросторбииков пара за котлом (ис свежому пару и пару после промпрегрева), после ЦВД турбины и на линиях конденсата и питательной воды, а также исправность приборов контроля относительного расширения ротора, осевого сдвига, температуры масла корпусов турбины, температуры масла и баббита подшипников, параметров свежего пара и пара после промпрегрева, вакуума в конденсаторе и вибрации турбиагата.

При неисправности какого либо из указанных приборов производить промывку запрещается.

Промывку турбины можно производить при пуске из холодного или несотывшего состояния, а также при останове турбины с расхолаживанием.

При пуске турбоагрегата из холодного или несотывшего состояния выход на режим промывки проточной части турбины производится после включения генератора в сеть и набора электрической нагрузки 40 МВт. Режим пуска

и нагружения турбоагрегата до нагрузки 40 МВт должен производиться, как и при обычном пуске. Далее при постоянной электрической нагрузке 40 МВт производится снижение температуры свежего пара и пара после промпрегрева перед турбиной до 300°C и 170°C соответственно. Снижение температуры должно быть произведено в соответствии с графиком-заданием расхолаживания турбины (см. рис. 16.10).

При снижении температуры свежего пара и пара после промпрегрева необходимо тщательно контролировать снижение температуры по отдельным паропроводам, разность температур свежего пара и пара после промпрегрева не должна превышать 10°C.

После установления промывочного режима необходимо приоткрыть вентили др жей отборов и корпусов ЦВД и ЦСД.

В процессе проведения режима расхолаживания и промывки должен производиться тщательный контроль температурного состояния турбоагрегата.

Промывка проточной части турбины производится до тех пор, пока кремне содержащее в содержании других примесей в паре за ЦВД и в конденсате турбины не будут близки к содержанию их в свежем паре.

По окончании промывки производится восстановление нормальной схемы по конденсату и осуществляется повышение параметров и нагрузки в соответствии с графиком заданием пуск турбины из несотывшего состояния.

Промывка проточной части турбины при останове турбоагрегата с расхолаживанием производится после разгрузки до 40 МВт и снижения параметров свежего пара до 5,9 МПа и 300°C и температуры пара после промпрегрева до 300°C в соответствии с графиком-заданием (см рис 16.10).

Глава восемнадцатая

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООВОГО, ТЕРМОНАПРЯЖЕННОГО И ВИБРАЦИОННОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ТУРБИНЫ

18.1. ИССЛЕДОВАНИЕ БЛОКА ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

Система критериев, определяющих допустимую скорость изменения параметров свежего пара и пара промпрегрева в различных режимах, может быть разработана только на основе данных по термонапряженному состоянию основных элементов турбины и величин относительных перемещений вращающихся и неподвижных элементов. Как правило, при поддержании температурных напряжений в допустимых пределах, относительные удли-

нения роторов также не превосходят заданных величин. Решение задачи о допустимых температурных напряжениях в элементах конструкции в общем виде складывается из: определения граничных условий теплообмена; решения задачи теплопроводности, сводящейся к определению температурного поля; решения задачи термонапряженного состояния.

Непосредственно к перечисленным задачам для элементов турбины, работающих в области переменных тепловых воздействий, прикладывает задача расчетов этих элементов на малоскоростную усталость.

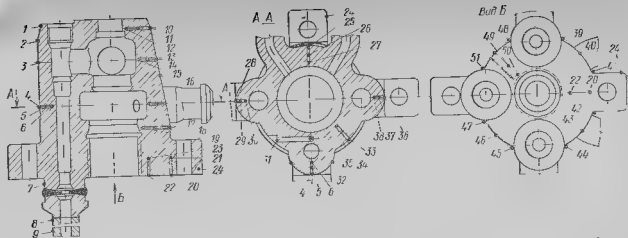


Рис 181 Схема установки термопар на блоке парораспределения (цифры обозначают номера термопар)

Определение температурных полей может производиться как расчетными, так и экспериментальными методами, а определение термических напряжений при современном состоянии измерительной техники главным образом расчетом. При измерении температурных полей, казалось бы, отпадает необходимость в определении граничных условий теплообмена.

Однако экспериментальное определение температурных полей связано с большими затратами времени и материальными расходами. Далеко не всегда при испытаниях появляется возможность исследовать весь интересующий экспериментатора комплекс режимов работы турбоустановки. Кроме того, определение температурного состояния турбины в аварийных ситуациях может выполняться только расчетными методами. Поэтому при подготовке испытаний целесообразно строить схему измерений таким образом, чтобы в результате испытаний могли быть определены не только режимные характеристики турбины, но и граничные условия теплообмена, получаемые решетчатым обратным забором теплопроводности по измеренным температурным полям. Именно такой подход был применен в ряде исследований теплового и термонапряженного состояния высокотемпературных элементов турбины К-300-240, основные результаты которых излагаются в данной главе.

Конструкция блока парораспределения подробно описана в гл. 8. Здесь отметим только что главной особенностью его конструкции является совмещение в одном корпусе статорного и трех регулируемых клапанов (см. рис. 83). Такое конструктивное решение имеет ряд преимуществ. Отсутствие перепускных труб между статорным и регулирующими клапанами уменьшает паровые объемы, а следовательно, и возможность заброса частоты вращения при отключении турбины, исключает необходимость раздельного прогрева их перед пуском турбины, упрощает компоновку органов парораспределения

Вместе с тем такое совмещение приводит к определенному ухудшению условий прогрева блока парораспределения в нестационарных режимах работы турбины. Объединение корпусов статорного и регулирующего клапанов в одной отливке привело к утолщению стенок корпуса по прочностным и технологическим соображениям по сравнению с толщиной стенок при раздельном исполнении. Естественно, что при резких изменениях температуры в стенках корпуса должны возникать большие температурные напряжения, чем в стенках раздельной конструкции. Кроме того, имеется определенная температурная асимметрия.

Исследование температурного и напряженного состояния блока парораспределения произведено на блоке, укомплектованном симметричным двухкорпусным котлом со встроенными пусковыми сепараторами.

Пусковая схема блока имеет две байпасные системы. Первая состоит из узла байпасов встроенной задвижки и предназначена для сброса воды при растопке котла; вторая обводная система (турбины) состоит из двух редуциционно-охладительных установок, перепускающих избыток пара из паропроводов свежего пара в конденсатор; она используется также для прогрева паропроводов свежего пара при пусках из разл. их тепловых состояний.

Для предварительного прогрева трубопроводов холодного и горячего промпрегрева, цилиндра высокого давления, перепускных труб и блоков клапанов свежего пара и пара промпрегрева при пусках из холодного состояния используется насыщенный пар из растопочного расширителя, который подается в холодные нитки промпрегрева.

При пусках из простоящего состояния прогрев блоков клапанов и перепускных труб производится перегретым паром из общестанционной магистрали, подаваемым в выпускные трубопроводы ЦВД.

Для экспериментального исследования температурного поля корпус блока парорас-

В [16] указано, что температура свежего пара перед толчком ротора турбины по усло- виям прогрева ЦВД должна выбираться при пусках блока из неостывшего состояния на уровне, превышающем температуру металла паровпуска примерно на 80°C . В то же время для обеспечения умеренного уровня темпера- турных напряжений температура свежего пара перед толчком должна превышать темпе- ратуру металла корпуса блока парораспреде- ления (по показаниям штатной термомпары) не более чем на 100°C .

Проведенные после модернизации испыта- ния показали, что при соблюдении этих кри- териев предвзрительный прогрев блоков парораспределения не нужен при пусках после останова продолжительностью до 30 ч. Дали- шее улучшение температурного состояния блока парораспределения при остывании мо- жет быть достигнуто путем улучшения изо- ляции трубопроводов свежего пара и пере- пускных трубопроводов на причитающих к блоку парораспределения участках благодаря уменьшению оттока тепла от блока в местах их присоединения.

Пусковые режимы. В любом пусковом ре- жиме можно выделить несколько этапов, су- щественно влияющих на температурное состо- яние блока. Такими этапами являются: пред- варительный прогрев (при пусках из холодного состояния и из неостывшего состояния после останова продолжительностью более 30 ч), разворот и первоначальное нагружение, дли- тельный прогрев с постоянной скоростью, пе- реход на полное давление, завершение на- гружения. Анализ температурного состояния блока парораспределения на этих этапах про- изведен на базе температурных полей, изме- ренных в процессе пуска.

Расчет температурных напряжений в кор- пусе производится с использованием методов теории оболочек. Как показали опыты, в теле корпуса существует осязкая неравномерность температуры и необходим учет взаимовлияния различных участков стенки.

При расчетах корпус схематически пред- ставлялся как осесимметричная оболочка вра- щения произвольного меридиана и переменной толщины в условиях изменяющегося по тол- щине стенки в осевом (т. е. по высоте) и в окружном направлениях температурного поля. При этом не учитывается особенность попе- речного сечения, связанная с наличием трех регулирующих клапанов, а также не учитыва- ются два паропроводящих патрубка. Расчеты производились на ЭЦВМ по программе, пред- ложенной в [29], применительно к корпусам

При анализе результатов расчета в каче- стве предела допустимых в эксплуатации на- пряжений принимался предел текучести при

соответствующей температуре металла. В де- йствительности предел текучести не является критерием возможности термоусталостного разрушения, поскольку необходима гораздо большая, чем имеющая место при достижении предела текучести, деформация (порядка 1%) для образования трещин при числе циклов около 1000 [74].

Однако конструкция блока парораспреде- ления отличается сложностью формы, нали- чием концентраторов напряжений и, следова- тельно, действительные напряжения могут оказаться существенно выше расчетных. Это обстоятельство и заставляет ориентироваться на предел текучести для обеспечения некото- рого запаса, связанного с неполнотой наших сведений о концентрации напряжений и тер- моусталостных характеристиках рассматри- ваемых материалов.

Предварительный прогрев блока парорас- пределения должен производиться при пусках из холодного и неостывшего состояний в тех случаях, когда разность температур ЦВД и блока парораспределения превышает 20°C . (Для хорошо изолированных блоков такая разность по- yet при о- ановах на срок бо- лее 30 ч.)

Предварительный прогрев блоков может производиться в зависимости от технологии пуска как со стороны выхода ЦВД при за- крытых главных паровых задвижках и их бай- пасах, так и со стороны котла при закрытых регулирующих клапанах.

В обоих случаях для достижения умерен- ных разностей температур в металле блока парораспределения необходимо выбрать на- чальное давление пара в нем при предельно- выском прогреве таким, чтобы соответствующая давлению температура насыщения не превы- шала температуру металла более чем на 80 – 100°C . Дальнейшее повышение давления долж- но производиться плавно с такой скоростью, при которой соответствующая температура насыщения повышается на 60 – $70^{\circ}\text{C}/\text{ч}$.

При развороте ротора и включении гене- ратора в сеть температура пара выбирается, как правило, по температуре паровпуска ЦВД и превышает ее в соответствии с инст- рукциями при пусках из холодного и неостыв- шего состояний на 50 – 80°C .

При недостаточном предельном прогре- ве в металле блока парораспределения могут возникнуть недопустимые температурные на- пряжения из-за высокой температуры пара перед толчком, выбранной только по уровню температуры паровпуска ЦВД.

Предельная разность температур в стенке блока, определяемая из условия непревыше- ния предела текучести, составляет 50 – 60°C . Этой разности соответствует допустимый тем-

ловой удар (превышение температуры в клапане над температурой металла) в 100–120°C, что полностью определяет необходимый уровень предварительного прогрева блока парораспределения.

Разворот, выполненный при полностью открытых клапанах, не вызывает существенных изменений температурного состояния корпуса блока, в то время как включение турбогенератора в сеть и первоначальное нагружение, уровень которого определяется исходным температурным состоянием турбины, сопровождается быстрым прогревом корпуса клапана также при неизменной температуре пара за котлом. Это объясняется быстрым ростом температуры пара в клапанах из-за увеличения расхода пара и связанного с этим уменьшения влияния потока тепла, отнимаемого за счет прогрева паропроводов.

Прогрев блока при повышении нагрузки вплоть до этапа перехода на полное давление либо включения второго корпуса котла (в дубли-блоке) происходит обычно с постоянной скоростью. Важно отметить, что на температурное состояние блока парораспределения в этом режиме существенно влияют положение регулирующих клапанов.

В опытах отмечено, что при прогреве корпуса клапана возникает окружающая неравномерность температуры. При полностью открытых клапанах в прогреве отстает небольшая область в зоне расположения лап. Ее температура на 60–70°C ниже средней температуры нижней части корпуса. Закрытие какого-либо клапана приводит к существенному возрастанию окружающей неравномерности температурного поля.

В качестве примера на рис. 16.3 представлены кривые распределения температур в окружающем направлении для сечений по паровпускной и нижней частям блока парораспределения, полученных в одном из пусков из неостывшего состояния. Весь корпус клапана прогревается равномерно, кроме зоны нижней части блока, расположенной под паровпускном и пятым клапаном, который закрыт и прогревается слабо.

Из-за медленного, только за счет теплопроводности, прогрева стенки регулирующего клапана неравномерности в нижней части корпуса на 50% окружности достигает 130°C. В связи с этим необходимо подчеркнуть важность проведения этапа нагружения блока при всех полностью открытых регулирующих клапанах.

Расчеты температурного состояния корпуса блока парораспределения позволили определить допустимую скорость длительного прогрева корпуса блока из условия не превышения

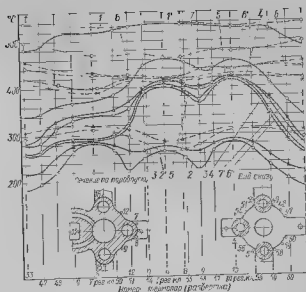


Рис. 16.3. Распределение температур в окружающем направлении и в корпусе блока парораспределения при пуске.

— нижнее сечение корпуса; — сечение паровпуска; 1, 1' — стационарный режим; 2, 2' — сечение перед топочного прогрева; 3, 3' — открыты все клапаны; $A_0 = 10$ МПа, 4, 4' — $A_0 = 50$ МПа (начало 3-го регулирующего клапана); 5, 5' — $A_0 = 60$ МПа (начало перехода на номинальное давление); 6, 6' — $A_0 = 50$ МПа (конец перехода на номинальное давление); 7, 7' — $A_0 = 80$ МПа (через 30 мин после перехода на номинальное давление); 8, 8' — $A_0 = 100$ МПа.

предельной текучести материала корпуса с учетом зависимости его от температуры.

Допустимая скорость прогрева составляет (до штатных изгибов на наружной поверхности паровой коробки): при температуре металла ниже 400°C — 2°C/мин, при температуре металла выше 400°C — 1,5°C/мин.

Для рассмотренных выше этапов пуска полученные скорости прогрева при выбранных ограничениях критериях являются предельно допустимыми.

Перевод на полное давление производится с повышением температуры свежего пара для сохранения постоянной или малоизменяющейся температуры ротора высокого давления. Для того чтобы уровень напряжений в корпусе блока остался неизменным, невозможно в процессе перевода на полное давление не менять скорость подъема температуры свежего пара. Время перехода на полное давление будет тем меньше, чем больше нагрузка, при которой осуществляется перевод.

Стационарный режим. Температурное поле блока парораспределения при стационарном режиме работы турбины характеризуется малыми температурными перепадами как в радиальном, так и в осевом направлениях. Наибольшая неравномерность температуры металла по данным опытов отмечается в ниж

ней части блока парраспределения, где перепад температур в осевом направлении составляет 65°C, а по толщине стенки 25°C. Следует отметить, что на распределении температуры благоприятно сказались внедрение описанных выше мероприятий, снизивших осевую неравномерность температур почти в 2 раза.

Режимы сбросов нагрузки. В режимах сбросов нагрузки блок парораспределения является одним из наиболее напряженных элементов. Поэтому решение вопроса о надежности корпуса блока существенно влияет на решение в целом проблемы поддержания холостого хода (или нагрузки собственных нужд) после сброса нагрузки.

Технические условия на поставку турбин предусматривают удержание турбиной холостого хода при сбросе нагрузки в течение 10-15 мин после сброса. Режимы сброса нагрузки до промежуточных мощностей уже сейчас достаточно часто встречаются в эксплуатационной практике (например, внезапное отключение одного из корпусов котла).

При сбросе нагрузки закрываются все клапаны, кроме первого и второго, которые остаются открытыми на величину, необходимую для пропуска расхода пара, обеспечивающего поддержание конечной нагрузки сброса.

При этом стенки корпуса первого и второго клапанов находятся в наиболее неблагоприятных условиях, поскольку они воспринимают изменение температуры пара от номинальной перед сбросом до конечной температуры пара после сброса, которая изменяется вследствие дросселирования.

Температурное состояние корпуса блока парораспределения изучалось в ряде опытов, при проведении которых режим сброса заменялся режимом быстрого разгрузки, проводимым по следующей технологии. До начала режима блок работал при постоянных параметрах пара и постоянной нагрузке в течение времени, необходимого для полной стабилизации температурного состояния турбины. Непосредственно перед разгрузением прогревались паропроводы РОУ. Разгрузка начиналась погашением одного корпуса котла. При этом давление перед турбиной поддерживалось равным 24 МПа (245 кгс/см²) воздействием на регулирующие клапаны с помощью синхронизатора. После этого нагрузка второго корпуса уменьшалась до расчетной, а нагрузка на турбине до 5-8 МВт со сбросом избыточного пара через РОУ.

Весь процесс перехода с полной нагрузки до холостого хода происходил за 2-4,5 мин, после чего турбина работала на холостом ходу в течение 15-20 мин [6].

Анализ температурных полей корпуса блока парораспределения при быстрых разгрузках показал, что в течение опыта изменяется лишь температура стенки за первым (и вторым соответственно) регулирующим клапаном, а температура паровой коробки соплового и других клапанов практически не изменяется. Это обстоятельство позволило применить следующую схему для расчета температурных напряжений в блоке парораспределения при сбросе нагрузки: сначала рассматривается напряженное состояние стенки первого регулирующего клапана как свободное от внешних воздействий полого цилиндра с неравномерным в радиальном направлении температурным полем. Тогда согласно [63]:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{\theta} &= \frac{\alpha E}{(1-\nu)^2} \left(\frac{r^2 + r_1^2}{2} t_{cp} + \int_{r_1}^r t r dr - t r^2 \right); \\ \sigma_z &= \varepsilon_z E \frac{\alpha E}{1-\nu} t + \frac{\nu \alpha E}{1-\nu} t_{cp}; \\ \sigma_r &= \frac{\alpha E}{(1-\nu)^2} \left(\frac{r^2 - r_1^2}{2} t_{cp} - \int_{r_1}^r t r dr \right), \end{aligned} \right\} \quad (18.1)$$

где $t_{cp} = \frac{2}{r^2 - r_1^2} \int_{r_1}^r t r dr$ — средняя температура

радиусы цилиндрической стенки канала за первым регулирующим клапаном; α , E , ν — коэффициент линейного расширения, модуль упругости и коэффициент Пуассона стали; ε_z — осевая относительная деформация цилиндра; σ_{θ} , σ_r и σ_z — окружные, осевые и радиальные напряжения в стенке.

Поскольку массивный и жесткий корпус паровой коробки блока парораспределения определяет осевое расширение стенки канала за первым регулирующим клапаном, последние не свободны в своем расширении в осевом направлении, т. е.

$$\varepsilon_z = \alpha t_0, \quad (18.2)$$

где t_0 — температура металла паровой коробки.

Тогда для внутренней поверхности стенки ($r = r_1$), где уровень напряжения наибольший:

$$\sigma_{\theta} = \frac{\alpha E}{1-\nu} [t_{cp} - t_0]; \\ \sigma_z = \alpha E (t_0 - t_{cp}) + \sigma_{\theta}.$$

Некоторый изгиб паровой коробки из-за взаимодействия со стенкой за первым клапаном мало влияет на результаты расчета.

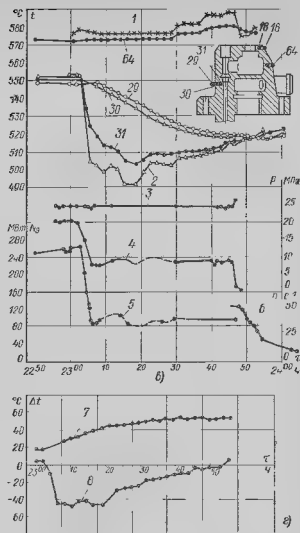
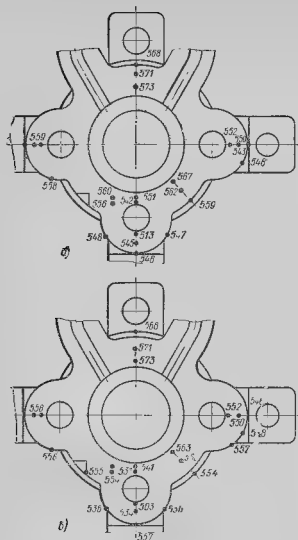


Рис. 18.4. Изменение параметров и температуры металла при сбросе нагрузки до 90 МВт.

а — распределение температур в сечении при достижении конечной нагрузки; б — то же через 8 мин после достижения конечной нагрузки; в — изменение параметров и температур металла; г — изменение разностей температур; 1, 2, 3 — температуры металла; 4 — температура слесового пара; 5 — расчетная температура слесового пара; 6 — расчетная температура слесового пара; 7 — расчетная температура слесового пара; 8 — расчетная температура слесового пара; 9 — расчетная температура слесового пара; 10 — расчетная температура слесового пара; 11 — расчетная температура слесового пара; 12 — расчетная температура слесового пара; 13 — расчетная температура слесового пара; 14 — расчетная температура слесового пара; 15 — расчетная температура слесового пара; 16 — расчетная температура слесового пара; 17 — расчетная температура слесового пара; 18 — расчетная температура слесового пара; 19 — расчетная температура слесового пара; 20 — расчетная температура слесового пара; 21 — расчетная температура слесового пара; 22 — расчетная температура слесового пара; 23 — расчетная температура слесового пара; 24 — расчетная температура слесового пара; 25 — расчетная температура слесового пара; 26 — расчетная температура слесового пара; 27 — расчетная температура слесового пара; 28 — расчетная температура слесового пара; 29 — расчетная температура слесового пара; 30 — расчетная температура слесового пара; 31 — расчетная температура слесового пара; 32 — расчетная температура слесового пара; 33 — расчетная температура слесового пара; 34 — расчетная температура слесового пара; 35 — расчетная температура слесового пара; 36 — расчетная температура слесового пара; 37 — расчетная температура слесового пара; 38 — расчетная температура слесового пара; 39 — расчетная температура слесового пара; 40 — расчетная температура слесового пара; 41 — расчетная температура слесового пара; 42 — расчетная температура слесового пара; 43 — расчетная температура слесового пара; 44 — расчетная температура слесового пара; 45 — расчетная температура слесового пара; 46 — расчетная температура слесового пара; 47 — расчетная температура слесового пара; 48 — расчетная температура слесового пара; 49 — расчетная температура слесового пара; 50 — расчетная температура слесового пара; 51 — расчетная температура слесового пара; 52 — расчетная температура слесового пара; 53 — расчетная температура слесового пара; 54 — расчетная температура слесового пара; 55 — расчетная температура слесового пара; 56 — расчетная температура слесового пара; 57 — расчетная температура слесового пара; 58 — расчетная температура слесового пара; 59 — расчетная температура слесового пара; 60 — расчетная температура слесового пара; 61 — расчетная температура слесового пара; 62 — расчетная температура слесового пара; 63 — расчетная температура слесового пара; 64 — расчетная температура слесового пара; 65 — расчетная температура слесового пара; 66 — расчетная температура слесового пара; 67 — расчетная температура слесового пара; 68 — расчетная температура слесового пара; 69 — расчетная температура слесового пара; 70 — расчетная температура слесового пара; 71 — расчетная температура слесового пара; 72 — расчетная температура слесового пара; 73 — расчетная температура слесового пара; 74 — расчетная температура слесового пара; 75 — расчетная температура слесового пара; 76 — расчетная температура слесового пара; 77 — расчетная температура слесового пара; 78 — расчетная температура слесового пара; 79 — расчетная температура слесового пара; 80 — расчетная температура слесового пара; 81 — расчетная температура слесового пара; 82 — расчетная температура слесового пара; 83 — расчетная температура слесового пара; 84 — расчетная температура слесового пара; 85 — расчетная температура слесового пара; 86 — расчетная температура слесового пара; 87 — расчетная температура слесового пара; 88 — расчетная температура слесового пара; 89 — расчетная температура слесового пара; 90 — расчетная температура слесового пара; 91 — расчетная температура слесового пара; 92 — расчетная температура слесового пара; 93 — расчетная температура слесового пара; 94 — расчетная температура слесового пара; 95 — расчетная температура слесового пара; 96 — расчетная температура слесового пара; 97 — расчетная температура слесового пара; 98 — расчетная температура слесового пара; 99 — расчетная температура слесового пара; 100 — расчетная температура слесового пара.

Напряжения в относительно тонкой перемычке между коробкой стопорного клапана и каналом за регулирующим клапаном очень трудно поддаются расчету из-за сложной формы корпуса в этой зоне. Верхнюю оценку напряжения дает расчет, основанный на рассмотрении этой перемычки как пластины, стесненной в окружном и осевом направлениях жесткой паровой коробкой, температура которой t_0 отличается от температуры металла перемычки t' :

$$\sigma_{\tau} = \sigma_0 - \frac{\alpha E}{1 - \nu} (t_0 - t'). \quad (18.3)$$

В процессе исследования термонапряженного состояния блока парораспределения были проведены четыре опыта быстрого разгрузки при полном давлении до следующих конечных нагрузок: 8, 40, 90 и 120 МВт. Кроме того, проведен один опыт быстрого разгрузки с переводом блока на 16 МПа (163 кгс/см²) до конечной нагрузки 8 МВт.

В качестве примера на рис. 18.4 показано температурное поле блока парораспределения через 8 мин после разгрузки до 90 МВт, а также изменение ряда экспериментальных и расчетных параметров в процессе быстрой раз-

грузки до 90 МВт и последующей работы на этой нагрузке.

Из рис. 18.4 видно, что температурное поле практически по всему сечению неизменно, кроме ограниченной области вблизи внутренней поверхности за первым клапаном, где наблюдается резкое расхолаживание. Аналогичная картина имеет место и при быстрых разгрузках до других конечных нагрузок.

Анализ результатов показывает, что наибольшие напряжения осевые сжимающие напряжения σ_z возникают на внутренней поверхности стенки за первым клапаном. Максимум осевых напряжений, как правило, достигается через 15–20 мин выдержки при малой нагрузке, до которой производится сброс. Это обстоятельство объясняется тем, что составляющая осевых напряжений, определяемая разностью средних температур паровой коробки стопорного клапана и стенки парового клапана, непрерывно растет в процессе выдержки. Однако осевые напряжения, близкие к максимальным, образуются практически сразу после конца разгрузки. Одновременно с этим достигают максимума и по окружные напряжения, которые несколько ниже осевых.

Поскольку в опытах сбросы нагрузки заменялись быстрыми разгрузками, проведено специальное расчетное исследование, основанное на экспериментальных данных для оценки влияния темпа разгрузки на время возникновения максимальных напряжений.

Расчеты показали, что максимальные напряжения σ_z практически не зависят от времени разгрузки и наблюдаются к концу выдержки на холостом ходу (через 15–20 мин работы на этом режиме). Достаточно высокий уровень напряжений, составляющий 70–80% максимальных, различается через очень короткое время после снижения температуры пара (при мгновенном снижении это время составляет 10–20 с). Следует отметить, что в процессе расчетов потребовалась оценка коэффициента теплоотдачи пара к стене регулировочного клапана на холостом ходу. Оказалось, что значение коэффициента находится на уровне 3000 Вт/(м²·°C).

Конечная нагрузка при сбросах существенно влияет на термонапряженное состояние

блока парораспределения. Для выявления соответствующей зависимости результаты всех опытов приведены к номинальным условиям по начальной нагрузке, давлению и температуре свежего пара. Полученная зависимость приведена на рис. 18.5. Наибольшие напряжения возникают при быстром разгрузении до холостого хода ($\sigma_z = 320$ МПа) и уменьшаются с ростом конечной нагрузки.

Полученные значения напряжений падают на уровне предела текучести стали 15Х1МФ-Л, из которой выполнен корпус блока парораспределения [31].

Таким образом, возникающие напряжения при сбросе являются хотя и высокими, но допустимыми при эксплуатации турбин К-300-240. В связи с этим представляется интерес оценка эффективности влияния перевода блока на давление 16 МПа (163,2 кгс/см²) при сбросе нагрузки.

Со снижением давления до 16 МПа был проведен один опыт быстрого разгрузки блока до нагрузки 8 МВт. Время разгрузки составило 4 мин, а время снижения давления до 16 МПа 1 мин. Разность температур по толщине стенки за первым клапаном через 15 мин после разгрузки достигла 57°C, а осевые напряжения на внутренней поверхности — 232 МПа (23,6 кгс/мм²) вместо 320 МПа (32,6 кгс/мм²) в аналогичном опыте без снижения давления за котлом.

На величину температурных напряжений в блоке парораспределения существенно влияет время снижения давления.

Специальные расчеты с учетом изменения времени снижения давления от 0 до 2 мин показали, что даже при одновременном со сбросом нагрузки мгновенном снижении давления до 16 МПа (что практически неосуществимо) максимальные напряжения уменьшаются только на 35%.

Как будет показано ниже, перевод блока на давление 16 МПа малоэффективен и с точки зрения снижения уровня напряжений во внутреннем корпусе ЦВЛ. Эти обстоятельства позволяют ставить вопрос об отказе от перевода блока на пониженное давление при сбросах нагрузки.

18.2. ИССЛЕДОВАНИЕ НАРУЖНОГО КОРПУСА ЦВД

Многочисленные исследования температурного состояния турбины К-300-240, проведенные различными организациями (ХТГЗ, ВТИ, Союзтепэнерго и др.), позволили выявить области повышенных перепадов температур, имеющих место в наружном корпусе К таким областям в первую очередь относятся фланцевые соединения горизонтального раз-

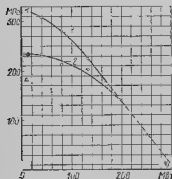


Рис. 18.5. Влияние конечной нагрузки при сбросе на термонапряженное состояние блока парораспределения.

1 — осевые напряжения, МПа, 2 — окружные напряжения, МПа, 3 — осевые напряжения через 15 мин после сброса блока на 16 МПа.

ема в зоне паровпуска и торцевая передняя стенка

На основании этих исследований и простейших оценок температурных напряжений, а также исходя из опыта эксплуатации предшествующих конструкций определены допустимые перепады температур по ширине фланцев ЦВД. Однако в течение довольно длительного времени не представлялось возможным достаточно точно оценить влияние всех особенностей температурного поля, определяющих термонапряженное состояние рассматриваемой конструкции, из-за отсутствия соответствующих методик.

Развитие в течение последних лет инженерных методов расчета корпусов на основе теории оболочек и применение ЭВМ позволили приблизиться к решению этой задачи.

На ХТГЗ при расчете термонапряженного состояния корпусов используется главным образом методика, разработанная ХФ ЦКБ Главэнергоремонта, и программа, составленная на ее основе. В соответствии с этим методом корпус турбины заменяется идеализированной расчетной схемой, представляющей систему замкнутых оболочек вращения с постоянным радиусом кривизны меридиана, сопряженных между собой и имеющих разную толщину стенки.

Влияние переподводящих патрубков, отверстий, приливов и фланцев горизонтального разреза на напряженное состояние корпуса при этом не учитывается. (Учет влияния фланцев горизонтального разреза рассмотрен ниже.) Температурное поле корпуса может изменяться по всем трем направлениям цилиндрической системы координат: вдоль меридиана, по толщине стенки корпуса и в окружном направлении. (Отметим сразу, что окружные перепады температур в стенке корпуса ЦВД невелики). Методика позволяет варьировать граничные условия на концах корпуса в диапазоне от защемления до свободного края. В результате расчета определяются меридиональные и окружные напряжения на внутренних и наружных поверхностях оболочек вращения.

Как отмечалось, при такой расчетной схеме влияние фланцев горизонтального разреза на напряженное состояние корпуса не учитывается. Вместе с тем неодинаковый прогрев стенки и фланца вызывает различие тепловые деформации этих элементов и является причиной дополнительных температурных напряжений.

Учет напряжений производится применительно к наружному корпусу ЦВД в соответствии с [43] и включает компоненты, влияние которых наиболее существенно сказывается на напряженном состоянии корпуса.

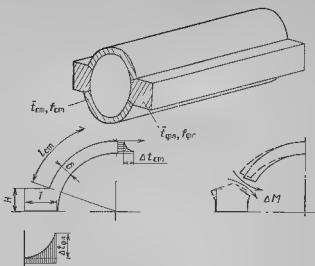


Рис. 18.6 Расчетная схема корпуса для оценки влияния фланцев.

Неодинаковое тепловое расширение стенки и фланца в осевом направлении определяется разностью их средних температур. Каждое сечение корпуса рассматривается как часть бесконечно длинного цилиндрического тела с температурным полем, соответствующим этому сечению и неизменяющимся в осевом направлении.

Такой подход для наружного ЦВД турбины К 300-240 применим к наиболее интересной с точки зрения температурных напряжений зоне межцилиндрического пространства, где по длине параметры среды изменяются мало, а геометрические размеры сечения и разность средних температур стенки и фланца приблизительно постоянны. Дополнительные напряжения в стенке при этом определяются по уравнению

$$\sigma^a = - \frac{\alpha F}{1 + \frac{t_{f1}}{t_{f2}}} (t_{fm} - t_{cp}), \quad (18.4)$$

Обозначения ясны из рис. 18.6.

Изгиб фланцев в плоскости поперечного сечения возникает из-за разности температур по ширине фланца Δt_{fm} и как следствие приводит к изгибу стенки корпуса в окружном направлении. Поперечное сечение корпуса в расчетной схеме представлено как сечение длинного цилиндрического тела с постоянной геометрией и температурным полем в осевом направлении. Фланец условно рассматривается как длинная полоса высотой $2H$ и толщиной T , а участок стенки корпуса — как элемент длиной криволинейной пластины толщиной δ .

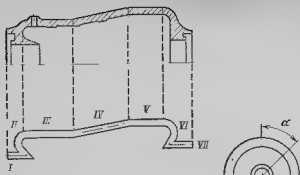


Рис. 18.7. Расчетная схема корпуса турбины.

Дополнительный осевой момент

$$\Delta M = \frac{M_{ст} \frac{l_{ст}}{D_{ст}} + M_{фл} \frac{H}{D_{фл}}}{\frac{l_{ст}}{D_{ст}} + \frac{H}{D_{фл}}} - M_{ст} \quad (18.5)$$

где $l_{ст}$ — длина рассматриваемого участка стенки в окружном направлении;

$$\left. \begin{aligned} D_{ст} &= \frac{E\delta^3}{12(1-\nu^2)}; \quad D_{фл} = \frac{FT^3}{12(1-\nu^2)}; \\ M_{ст} &= \frac{\alpha E}{1-\nu} \int_{-\frac{\delta}{2}}^{+\frac{\delta}{2}} t_{ст} y dy; \\ M_{фл} &= \frac{\alpha F}{1-\nu} \int_{-\frac{r}{2}}^{+\frac{r}{2}} t_{фл} y dy. \end{aligned} \right\} \quad (18.6)$$

Дополнительные напряжения в стенке от действия момента ΔM (околожные и осевые):

$$\Delta \sigma_x^0 = -\frac{12\Delta M}{\delta^3} y; \quad \Delta \sigma_z^0 = \nu \frac{12\Delta M}{\delta^3} y \quad (18.7)$$

Напряжения в произвольной точке фланца горизонтального разреза могут быть определены на основе той же расчетной схемы, что и изложенная выше применительно к определению дополнительных напряжений в стенке от влияния фланца.

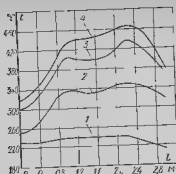
Для расчета термонапряженного состояния наружного корпуса ЦВД использованы результаты натурных исследований его температурного состояния.

В соответствии с изложенным выше корпус рассматривался как система сопряженных замкнутой осесимметричных оболочек постоянного меридиана и толщины. Расчетная схема показана на рис. 18.7.

На правом краю (сторона паровпуска) — фиксированные угол поворота, радиальное перемещение, перемещение вдоль касательной к параллельному кругу и свободное осевое перемещение; на левом краю защемление.

Рис. 18.8. Изменение температуры внутренней поверхности стенки наружного корпуса ЦВД при пуске из холодного состояния.

1 — окончание разворота, 2 — $N_p = 80$ МВт, 3 — $N_p = 220$ МВт, 4 — стационарный режим



Ниже приводятся исходные сведения по температурному состоянию и результаты расчета напряжений для пусков из холодного, неостывшего и горячего состояний, близ к инструкторным.

Анализ температурного поля корпуса при различных пусках показывает, что наибольшие перепады температур имеют место вдоль оси корпуса и по ширине фланца. Поскольку при расчете фланцев условно отсекается от стенки, перепад температур на части стенки, примыкающей к фланцу, близок по уровню к имеющему место на остальной части стенки. Это обстоятельство позволяет при расчете без большой погрешности пренебречь окружной неравномерностью температур.

На рис. 18.8 в качестве примера показано распределение температур внутренней поверхности стенки вдоль оси корпуса ЦВД для четырех различных моментов времени при пуске из холодного состояния (окончание разворота, нагрузка 80 МВт, нагрузка 220 МВт, окончание пуска — нагрузка 280 МВт), а на рис. 18.9 распределение напряжений для тех же моментов времени.

На графиках рис. 18.9 показано изменение меридиональных σ_1 и окружных σ_2 напряжений на наружной и внутренней поверхностях вдоль оси турбины. Характер кривых типичен для пусков из любого теплового состояния, хотя уровень напряжений зависит от вида пуска.

Из графиков рис. 18.9 видно, что при пуске из холодного состояния напряжения в оболочке изменяются в диапазоне 50—100 МПа (5,1—10,2 кгс/мм²), причем они возрастают по мере нагружения за счет осевой неравномерности при примерно постоянных значениях перепада температур по толщине стенки корпуса.

Наибольшие величины меридиональных и окружных напряжений на внутренней поверхности имеют место в зоне паровпуска и определяются резким изменением температуры пара, а следовательно, и металла в переднем концевом уплотнении и спадом температур по проточной части.

Такой же характер распределения напряжений имеет место и при пусках из горячего и неостывшего состояний. Напряжения при нагрузках, близких к максимальным, при $N_{с.н.}$

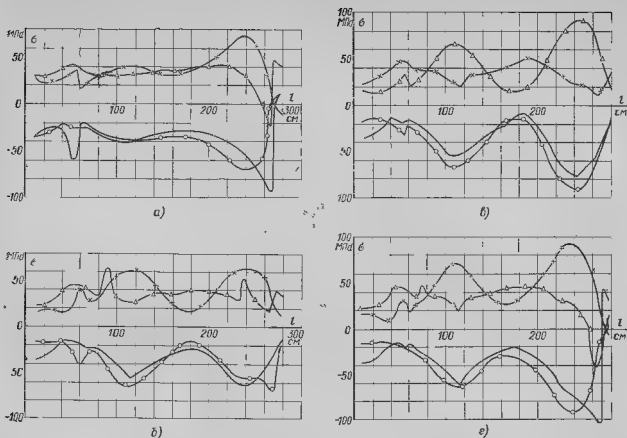


Рис. 189. Распределение напряжений в наружном кожухе ЦВД.
 а — соотношение парового, б — $N_0 = 50$ МВт, в — $N_0 = 220$ МВт; — стандартный режим, × — × — меридиональные напряжения на наружной поверхности $\sigma_{н\mu}$, МПа; ○ — ○ — то же на внутренней поверхности $\sigma_{в\mu}$, МПа, — — — то же на наружной поверхности $\sigma_{н\mu}$, МПа, — — — то же на внутренней поверхности $\sigma_{в\mu}$, МПа.

видах пуска примерно одинаковы. Однако на начальной стадии пуска из неостывшего и особенно из горячего состояний напряжения могут быть несколько выше, чем при пусках из холодного состояния, если температура пара, подаваемого на переднее концевое уплотнение, существенно отличается от температуры металла в паровпускной части корпуса.

Увеличению напряжений на начальных стадиях пусков из горячего и неостывшего состояний по сравнению с пусками из холодного состояния способствует сохраняющаяся при остывании осевая неравномерность температур.

Правильное использование схемы подачи пара к концевым уплотнениям с разделением коллекторов позволяет выбрать температуру пара, подаваемого на переднее концевое уплотнение, в полном соответствии с температурой металла и уменьшить температурные напряжения на соответствующем этапе пуска.

Как отмечалось, основными причинами возникновения дополнительных напряжений в стессе являются неодинаковые тепловые рас-

ширения стенки и фланцев в осевом направлении и изгиб фланцев в плоскости поперечного сечения турбины, определяемые по формулам (18.4) и (18.7).

Применительно к зоне межцилиндрического пространства, где учет этих напряжений представляет наибольший интерес, с учетом геометрии поперечного сечения формула (18.4) может быть приведена к виду:

$$\Delta\sigma_{\mu}^{\pm} = \pm 0,62\alpha E (\bar{\epsilon}_{\phi\mu} - \bar{\epsilon}_{\sigma\mu}), \quad (18.8)$$

а формулы (18.7) — к виду:

$$\left. \begin{aligned} \Delta\sigma_{\mu}^{\pm} &= \pm (0,695\Delta t_{\phi\mu} - 0,0645\Delta t_{\sigma\mu}); \\ \Delta\sigma_{\mu}^{\pm} &= \pm (2,31\Delta t_{\phi\mu} - 0,282\Delta t_{\sigma\mu}); \end{aligned} \right\} \quad (18.9)$$

здесь знаки «+» и «-» относятся к наружной и внутренней поверхностям стенки.

Дополнительные напряжения, связанные с разностью средних температур фланца и стенки, даже при умеренных скоростях пуска достигают 100–130 МПа (10,2–13,3 кгс/мм²) и имеют максимальные значения при нагрузках, близких к номинальной, когда напряже-

ния в оболочке также близки к максимальным. Напряжения, вызываемые изгибом фланцев в плоскости поперечного сечения, не велики 20–25 МПа (2,0–2,5 кгс/мм²) и не оказывают существенного влияния на напряженное состояние стенок.

Суммарные напряжения в стенке достигают наибольших величин при нагрузках, близких к номинальной, и составляют 250–270 МПа (25,5–27,5 кгс/мм²) на внутренней поверхности, а затем снижаются по мере прогрева корпуса.

Сопоставление с данными по пределу текучести стали 20ХМФ-Д, из которой выполнен наружный корпус, показывает, что термические напряжения в нем при пусках находятся на уровне нижнего справочного значения предела текучести, что обеспечивает надежную работу металла корпуса при индукционных скоростях пуска.

Следует иметь в виду, что отклонения в характере изменения температуры пара на отдельных этапах пуска (забросы температуры свежего пара) могут вызвать напряжения, превышающие предел текучести. Как следствие этого может иметь место коробление корпуса в зоне внутренней поверхности фланцев горизонтального разреза. Кроме того, отсутствует возможность сокращения времени пуска турбины по показателям термонапряженности состояния корпуса ЦВД.

Эффективным средством снижения напряжений, предотвращения коробления фланцевого разреза и сокращения времени пуска является применение при пусках системы обогрева фланцев и шпилек, положительно сказывающаяся и на величине относительного перемещения ротора высокого давления.

Испытания первой конструкции системы обогрева фланцев и шпилек, выполненные на Криворожской ГРЭС, показали перспективность применения обогрева фланцевых соединений с точки зрения улучшения свойств турбины [39].

Конструктивно обогрев был выполнен в виде коробов, привариваемых к верхней и нижней половинам корпуса снаружи и охватывающих всю высоту фланцев. Пар в систему обогрева ЦВД подавался из межцилиндрового пространства, что обеспечивало близкую температуру пара, омывающего внутреннюю и наружную поверхности фланцевых соединений. Недостатком этой системы была слабая интенсивность обогрева фланцев из-за недостаточно высоких коэффициентов теплоотдачи. Кроме того, медленно прогревалась средняя часть фланца.

Исходя из опыта, полученного при испытаниях первой системы, ХТГЗ разработана усовершенствованная система обогрева флан-

цев и шпилек [15]. Отличие новой системы заключается в том, что пар через специальные штуцера и сверления подводится вблизи фланцев горизонтального разреза, откуда через зазор между фланцами и шпильками попадает в короба, приваренные к корпусу с наружной стороны. В коробах имеются перегородки, обеспечивающие двухходовое прохождение пара в коробах. Такая система устраняла недостатки, свойственные старой конструкции.

Измеренные при испытаниях усовершенствованной системы обогрева температурные поля легли в основу расчетов термонапряженного состояния наружного корпуса ЦВД, которые производились по вышеописанной методике.

Расчеты показали, что применение системы обогрева фланцев и шпилек положительно сказывается на термонапряженном состоянии наружного корпуса ЦВД. Пуски, проведенные за время, близкое к инструкционному, происходили при уровне напряжений примерно вдвое меньшем, чем предел текучести. При пусках как из холодного, так и из неустойчивого состояния напряжения в наружном корпусе ЦВД не превысили в наибольшем напряженном состоянии паровпуска 100–120 МПа (10,2–12,2 кгс/мм²). Сокращение времени пуска, естественно, повышает уровень напряжений в корпусе.

Однако даже при сокращении времени пуска турбины из холодного состояния до 4 ч напряжения незначительно (на 10–20 МПа) превышают уровень, имеющий место при восьмичасовом пуске без применения системы обогрева фланцев и шпилек.

16.3. ИССЛЕДОВАНИЕ ВНУТРЕННЕГО КОРПУСА ЦВД

Особенностью конструкции внутреннего корпуса ЦВД является организация потока пара к группам сопел первой ступени с помощью перегородок, отлитых заодно с корпусом. Сравнительно тонкие перегородки прогреваются при пусках и охлаждаются при сбросах нагрузки быстрее, чем массивные внутренние и наружные стенки корпуса. Опережающий прогрев перегородок вызывает дополнительные изгибающие усилия во фланцах горизонтального разреза корпуса по сравнению с усилиями при традиционных конструкциях.

Экспериментальное определение температурного поля внутренних корпусов связано с определенными трудностями. Дело в том, что при выводе термодатчиков, измеряющих температуру внутреннего корпуса, наружу не удается полностью герметизировать их на участке межцилиндрового пространства. Поэтому че-

обеспечивается долговечность датчиков, расположенных на поверхности внутреннего корпуса.

Исследование температурного состояния внутреннего корпуса ЦВД в различных режимах производилось расчетным путем на ЭВМ. Граничные условия в межцилиндрическом пространстве задавались по данным, полученным НПО ЦКТИ и ХТГЗ. Правильность расчета температурного поля контролировалась по данным натурных испытаний турбины К-300-240, проведенных Союзтехэнерго и ХТГЗ на ряде электростанций.

При определении температурных напряжений в перегородке решалась сопряженная задача, в которой наружная и внутренняя поверхности корпуса замещались тонкими оболочками, перегородки системой стержней или пластины, а задняя стенка пластиной.

При расчете температурных напряжений во фланцах горизонтального разреза учитывались: неравномерный нагрев самих фланцев, различное тепловое расширение внутренних перегородок и цилиндра, неоднородная температурная деформация фланцев и цилиндрической части корпуса.

Результаты расчета показали, что при инерционных пусках температурные напряжения в перегородке достигают $0,7-0,8$ нижнего предела текучести, а при сбросе нагрузки с удержанием холостого хода несколько превышают значения нижнего предела текучести для стали 15ХМ1ФЛ, из которой выполнен внутренний корпус.

Ограниченности числа полных сбросов нагрузки с удержанием холостого хода позволяет считать такой уровень напряжений допустимым.

Напряжения в стенке корпуса и во фланце горизонтального разреза как при пусках, так и при сбросах нагрузки невелики. Неодинаковый прогрев перегородок и корпуса повышает уровень напряжений в корпусе и во фланце, однако их влияние сказывается только в узкой зоне примыкания перегородок к корпусу.

18.4. ИССЛЕДОВАНИЕ КОРПУСА ЦСД

На первых турбинах К-300-240 корпус ЦСД выполнялся одностенным, после модернизации ЦСД начал выпускаться в двухкорпусном исполнении. Исследования, проведенные на готовых образцах турбины с однокорпусным ЦСД, показали, что продолжительность пуска в значительной степени определяется условиями прогрева ЦСД.

Для изучения термонапряженного состояния однокорпусного ЦСД предпринято специальное экспериментальное исследование,

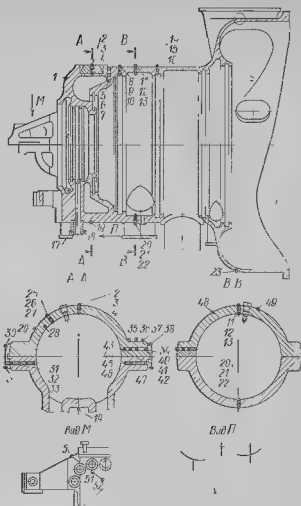


Рис. 18.10 Схема установки термпар на пластине среднего давления.

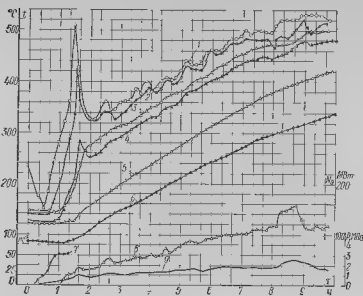
в результате которого получены необходимые сведения по температурным полям ЦСД. На корпусе ЦСД установлены 94 термодатчика. Измерения температуры пара и металла корпуса проводились в основном в четырех сечениях, соответствующих зоне паровпуска, камерам III, IV и VI отбросов.

Схема измерений показана на рис. 18.10. Для исследования температурного и напряженного состояния корпуса ЦСД проведено шесть пусков: три из холодного, два из остывшего и один из горячего состояния [60].

Рассмотрение экспериментальных данных об изменении температуры корпусов ЦСД при пусках показало, что наибольшая неравномерность температурного поля корпуса при пусках наблюдается в осевом направлении (наибольший градиент температуры в зоне

¹ Работа проводилась совместно ВТИ и ХТГЗ

Рис. 18.11. Прогрев корпуса ЦСД при пуске из холодного состояния
 1—температура пара промперегрева $t_{\text{пр}}$, °C; 2—температура пара перед ЦСД $t_{\text{п.в}}$, °C; 3—температура металла наружной поверхности стенки в зоне паровпуска $t_{\text{с}}$, °C; 4—то же на внутренней поверхности фланца $t_{\text{ф.в}}$, °C; 5—то же на наружной поверхности фланца $t_{\text{ф.п}}$, °C; 6—то же на наружной поверхности фланца между II и III шпильками $t_{\text{ф.в}}$, °C (температура внутренней поверхности совпадает с $t_{\text{ф.в}}$); 7—частота вращения n , с⁻¹; 8—электрическая нагрузка N , МВт; 9—давление пара промперегрева $P_{\text{пр}}$, МПа



перехода от камеры паровпуска к камере III отбора), по ширине фланца в зоне II—III шпильки и в сечении паровпуска, в стенке корпуса на участке крепления обойм переднего концевой уплотнения.

В качестве примера изменения температуры корпуса ЦСД при пусках на рис. 18.11 приведены данные по прогреву корпуса при пуске из холодного состояния. Разность температур по ширине фланца в зоне II—III шпильки устойчиво держится на уровне 140–160°C, а в зоне паровпуска — достигает 90–100°C. (Заброс температуры при нагрузке ~40 МВт в момент перехода с байпасов промперегрева на впрыскивающее устройство связан с неудачным выполнением этой технологической операции.)

Расчетное исследование температурных напряжений проводилось на основе полученных сведений о температурном состоянии корпуса.

При расчете корпус рассматривался как оболочка вращения произвольного меридиана и переменной толщины, находящаяся в условиях осесимметричного, изменяющегося по меридиану и толщине температурного поля. Не учитывалось наличие горизонтального разреза и патрубков.

Особенностью корпуса ЦСД является внутренний прилив для крепления направляющего аппарата первой ступени, введенный в конструкцию, начиная с турбины № 11, для компенсации относительных укорочений РСД. При расчете напряжений стенка корпуса рассматривалась без прилива, то влияние учитывалось дополнительно.

Расчет температурных напряжений проводился на ЭМ по программе, изложенной в

[29]. Краевые условия при расчете соответствовали свободному краю оболочки в зоне переднего концевой уплотнения и заданному радиальному перемещению края в точке сочленения с ЧИД (в соответствии с температурой этой точки).

Температурное поле в стационарном номинальном режиме отличается малыми перепадами по толщине стенки и большой неравномерностью температур в осевом направлении. Наибольшие температурные напряжения возникают в сечении паровпуска и достигают ± 90 МПа ($\pm 9,2$ кгс/мм²) (меридиональные на внутренней и наружной поверхностях).

С учетом внутреннего давления (в рожках, близких к номинальному, величина напряжений от внутреннего давления может оказывать существенной) максимальные суммарные напряжения имеют место в зоне переднего уплотнения и достигают 130 МПа (13,3 кгс/мм²) на внутренней поверхности.

При пуске из холодного состояния наибольшие напряжения возникают в зоне паровпуска, однако даже в период достаточно быстрого подъема температуры пара (до 2°C/мин) они (меридиональные напряжения) сходятся на внутренней поверхности не превышают 150 МПа (15,3 кгс/мм²) (рис. 18.12).

При пусках из несостыгнутого и горячего состояния распределение напряжений близко к имеющему место при пуске из холодного состояния. Исключением составляет зона переднего торцевого стенки, где при несостыгивании температуры пара, подаваемого на переднее концевое уплотнение, начальной температуре металла напряжения могут достигать 21 МПа (20,4 кгс/мм²).

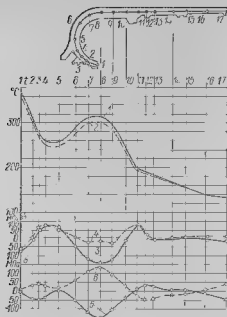


Рис. 18.12. Распределение температур и напряжений по длине корпуса ЦСД при пуске из холодного состояния (момент максимальных напряжений).

1 — температура внутренней поверхности стенки $t_{\text{вн}}$, °C; 2 — температура поверхности $t_{\text{срн}}$, °C; 3 — окружные напряжения на поверхности $\sigma_{\text{срн}}$, МПа; 4 — то же на наружной поверхности $\sigma_{\text{срн}}$, МПа; 5 — меридиональные напряжения на внутренней поверхности $\sigma_{\text{дн}}$, МПа; 6 — то же на наружной поверхности $\sigma_{\text{дн}}$, МПа

Разработанная схема подачи пара к уплотнениям с разделением коллекторов позволяет при пусках обеспечить соответствие температур пара и металла и снизить напряжения в этой зоне до 120–150 МПа.

Специально проведенная оценка влияния прилива для крепления направляющего аппарата первой ступени показала, что введение такого прилива в конструкцию ЦСД, оказывающее положительное влияние на относительное расширение РСД, практически не снижает надежности корпуса ЦСД. Влияние прилива на напряжения в стенке сказывается лишь в узкой области вблизи его присоединения, увеличивая уровень напряжений в этой зоне не более чем на 50–70 МПа.

Учет влияния фланцев на напряжения в стенке корпуса представляет большие трудности, и простые схемы, применимые при расчете корпуса ЦВД, не могут дать надежный результат для такой конструкции, как корпус ЦСД. В то же время отсутствуют программы для расчета на ЭВМ соответствующей пространственной задачи термоупругости или оболочек такой сложной формы с непрямыми меридиональными ребрами. Исходя из оценки соотношения жесткостей фланца и стенки ЦСД, а также из результатов, полученных в [43], можно считать, что влияние фланца на

напряженное состояние стенки не может изменить уровень напряжений более чем на 50%.

Поскольку расчетные напряжения в стенке без фланца даже при сравнительно быстром подъеме температуры пара не превышают 140–150 МПа, суммарные напряжения в районе паровпуска с учетом скачкообразного повышения уровня 210–230 МПа, что значительно ниже предела текучести стали 15Х1МФ-Л при соответствующих температурах.

Следует особо остановиться на возможном влиянии неравномерного прогрева фланца на напряжения в стенке корпуса в зоне крепления обойм переднего концевое уплотнения. Как показывают опыты, разность температур по ширине фланца в зоне между II и III шпильками может достигать 140–160°C.

Рассматривая фланец как криволинейную балку, отметим, что участок этой балки длиной от края до сечения по оси паровпуска при неравномерном нагреве по ширине имеет возможность для свободного изгиба в горизонтальной плоскости. Такая схема достаточно близка к действительности, поскольку податливость торообразной стенки корпуса под действием осевых сил в этой зоне относительно велика, к тому же прилегающие к фланцу участки стенки, будучи более нагретыми даже по сравнению с внутренней поверхностью корпуса, способствуют разгибанию фланца. Такая деформация фланца приводит к повороту его конца на некоторый угол

$$\varphi_0 = \frac{\alpha \Delta t'_{\text{фл}} L}{H}, \quad (18.10)$$

где φ_0 — угол поворота фланца; L — длина участка фланца от конца до оси паровпуска; H — ширина фланца; $\Delta t'_{\text{фл}}$ — разность температур по ширине фланца в зоне II–III шпильки; α — коэффициент линейного расширения.

Расчет напряженного состояния этой оболочки при заданном угле поворота φ_0 , проведенный в соответствии с [63], показал, что уровень напряжений в стенке в зоне последней камеры уплотнения достигает величины $\sigma_{\text{срн}} = 250$ МПа при разности температур $\Delta t' = 160^\circ\text{C}$.

С учетом термических напряжений в стенке в этой зоне при пуске (30–70 МПа) уровень напряжений может превышать нижний предел текучести стали 15Х1МФ-Л при соответствующих температурах.

На стационарном режиме работы турбины при $\Delta t'_{\text{фл}} = 60^\circ\text{C}$ напряжения от действия фланца в том же месте будут равны 90 МПа, а в сумме с напряжениями в стенке могут до-

стигать 190–220 МПа (19,4–22,4 кгс/мм²) (без учета релаксации).

В самом фланце в зоне между II–III шпильками напряжения относительно невелики (100–150 МПа) из-за возможности выгиба края фланца. Однако фланец корпуса в зоне паровпуска такой свободы не имеет, поскольку с одной стороны связан малой по диаметру торцевой стенки корпуса с расширением в радиальном направлении, а с другой – всей оболочкой корпуса и внутренним приливом.

Потому напряжения во фланце в зоне паровпуска ЦСД могут быть оценены по формулам для защемленной балки

Исходя из характера распределения температур по ширине фланца термические напряжения в зоне паровпуска могут быть определены [60] из зависимости

$$\sigma = -19,6 \Delta t_{\text{фл}}, \quad (11.11)$$

где $\Delta t_{\text{фл}}$ – разность температур по ширине фланца ЦСД в зоне паровпуска

Для обеспечения 15–20% запаса по отношению к пределу текучести для стенки и фланца ЦСД разность температур по ширине фланца в зоне паровпуска, измеряемая штатными приборами, должна быть ограничена при пусках 120°C при уровне температур металла фланца до 450°C и 90°C при уровне температур свыше 450°C

При повышенной скорости потока температуры пара промерзает, что часто встречается в практике эксплуатации, особенно при первом регулировании температуры пара с сапфировым промерзанием на впуск, а также из-за низкого качества регулирования этой температуры. Возможно возникновение больших напряжений во фланце ЦСД в сечении паровпуска. Эти напряжения приводят к пластической деформации сжатия на внутренней поверхности, которая в последующем при вскрытии корпуса проявляется в виде местной неплотности по внутреннему поясу, в зоне паровпуска. Уменьшения этих явлений может быть достигнута путем разработки и внедрения пусковых впусков за присоединением котла с тонким регулированием температуры пара

К местной неплотности разъема может привести достаточно долгое (в течение нескольких часов при каждом пуске) воздействие напряжений, даже не превосходящих пределы текучести, но достаточно высоких, чтобы при повышенных температурах интенсивно развивалась релаксация напряжений

Для снижения уровня напряжений в корпусе ЦСД при пусках, а также для уменьшения относительного расширения РСД на ХТГЗ разработана система обогрева фланцев и шпилек ЦСД, основанная на тех же принципах, что и описанная выше система обогрева фланцев и шпилек ЦВД

Важной особенностью новой системы является распространение зоны обогрева вплоть

до первой шпильки фланца горизонта пятого разема, что позволяет существенно улучшить температурное состояние фланца в этой зоне. Исследования температурного состояния корпуса ЦСД после внедрения этого мероприятия показали высокую эффективность системы обогрева*. Так, при форсированных пусках из холодного состояния, проведенных за 5,5–6 ч, разность температур по ширине фланца в зоне I–III шпилек не превысила 110–120°C, а в зоне паровпуска – 60–80°C

Расчет температурных напряжений, проведенный по изложенной выше методике, показывает, что при форсированных пусках из холодного и нестойкого состояния после внедрения системы обогрева фланцев и шпилек напряжения в стенке в зоне паровпуска с учетом влияния фланца не превышают 150–160 МПа, а напряжения во фланце в той же зоне – 230 МПа. В зоне I–III шпилек напряжения в стенке не превышают 190–200 МПа.

Улучшению температурного и напряженного состояния ЦСД способствовало его двухкорпусное выполнение. Сближение параметров пара, омывающего внутреннюю поверхность наружного корпуса, приводит к уменьшению температурных перепадов в его паровпускной части не менее чем на 20–25%. Во внутреннем корпусе ЦСД не возникает сколько-нибудь опасных перепадов температур, так как корпус выполнен сравнительно тонкостенным, а разница в температурах пара, омывающих внутреннюю и наружную поверхности, не превышает 100°C.

18.5. ИССЛЕДОВАНИЕ РОТОРА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

Экспериментальное исследование температурного состояния роторов связано с преодолением значительных трудностей, связанных как с подсоединением проводов датчиков к измерительным приборам, так и с организацией съема в теле ротора для получения сведений о температурах различных слоев.

Для турбин К 300–240 известны результаты измерений температур только внутренних поверхностей роторов высокого и среднего давления, полученные ХТГЗ, и ротора среднего давления, полученные ВТИ. Поэтому при решении вопроса о термонапряженном состоянии роторов в различных режимах работы турбины сведения об их температурном поле получают расчетным путем, используя различные методы решения задач нестационарной теплопроводности

* Испытания системы обогрева проводились ХТГЗ и Днепропетрово

Для определения температурных напряжений в роторах могут быть использованы различные методы численного решения осесимметричной задачи термоупругости.

В частности, на ХТГЗ используется программа решения такой задачи методом конечных элементов, разработанная в Институте проблем машиностроения АН УССР. Оценка температурных напряжений выполняется так же по методике, изложенной в [42], где показано хорошее совпадение результатов в приведенного приближенного решения с точным.

Система впрысков на линии высокого давления котла в принципе обеспечивает надежное регулирование температуры свежего пара. Проведенные опыты термонапряженного состояния РВД при пусках из различных тепловых состояний показывают, что по всей длине РВД температурные напряжения не превосходят предела текучести.

Определенного внимания заслуживает режим перехода блока на номинальное давление свежего пара при пусках. Обширная методика пусков предполагает разворот и нагружение турбоагрегата на скользящем давлении свежего пара. При некоторой нагрузке турбины, определенной возможностями узлов пристроенных сепараторов котла, производится перевод блока на номинальное давление свежего пара. Этот процесс осуществляется путем одновременного прикрытия регулирующих клапанов высокого давления и открытия дроссельных клапанов на обводах встроенных в раку котла задвижек при практически неизменной его паропроизводительности. Известно, что повышение давления перед турбиной при неизменной температуре свежего пара приводит к снижению температуры пара после регулирующей ступени ЦВД. Это обстоятельство определяется двумя факторами:

дросселированием на клапанах высокого давления,

увеличением теплового перепада на регулирующей ступени вследствие уменьшения степени параллельности

Расчетное исследование температурного и термонапряженного состояний РВД при переводе на полное давление за различные времена (от 5 до 40 мин) при нагрузках от 30 до 70% номинальной показало, что оптимальным с точки зрения термонапряженного состояния РВД является режим перевода при нагрузке ~ 200 МВт с плавным повышением температуры пара на 30 °С в течение 20 - 30 мин.

В тех случаях, когда структура схемы не позволяет осуществить перевод блока на полное давление при 70% ной нагрузке, его следует выполнять медленно, за 30 - 40 мин при максимально возможной нагрузке. Повышение температуры пара за котлом при этом должно осуществляться плавно и составлять не менее 60 - 70°С.

При сбросах нагрузки с удержанием холостого хода температура пара, поступающего в турбину, снижается на 75 °С, если блок переводится на давление 16 МПа, и на 110 °С, если давление за котлом остается неизменным. Расчет термонапряженного состояния РВД в режиме сброса нагрузки с удержанием холостого хода и переводом блока на 16 МПа показал, что максимальные термические напряжения на поверхности ротора падают на уровне 140 МПа ($14,3$ кгс/мм²), а на расстоянии 90 МПа. Эти расчеты базировались на предположении мгновенного перевода блока на давление 16 МПа.

В действительности, из-за того, что перевод осуществляется за 1-2 мин, термические напряжения в роторе будут выше. Наибольшие напряжения возникают в случае сохранения параметров пара за котлом неизменными. Проведенная оценка показала, что в этом случае перепад температур по радиусу ротора не превышает 70 - 80 °С, а температурные напряжения - предела текучести стали ЭИ-415, из которой выполнен РВД.

18.6. ИССЛЕДОВАНИЕ РОТОРА СРЕДНЕГО ДАВЛЕНИЯ

Расчет температурных полей и напряжений РСД производится по тем же методикам, что и РВД. Следует лишь отметить, что при расчете температурного состояния учитывается охлаждение пара при течи в концевых и диафрагменных уплотнениях в соответствии с методикой, изложенной в [44]. Для РСД сбросные режимы не вызывают сколько-нибудь заметного изменения температурного состояния, поскольку температура пара при сбросе остается практически неизменной. Изменение коэффициентов теплоотдачи приводит к некоторому снижению уровня темпера-

тур, происходящему медленно и без изменения температурных перепадов.

При пусках из различного теплового состояния РСД находится в достаточно тяжелых условиях. Расчеты температурных полей показывают, что при пуске из холодного состояния, выполняемом по инструкции, разность температур между внутренней и наружной поверхностями РСД в зоне 2-й ступени к концу разворота и началу разгрузки достигает 120–140 °C в зависимости от исходного теплового состояния РСД, определяемого длительностью подачи пара на переднее концевое уплотнение.

В реальных пусках разности температур достигают того же уровня, если исходная температура пара перед толчком турбины близка к температуре, определенной инструкцией по эксплуатации. В действительности уровень начальной температуры пара часто оказывается намного выше, чем предусмотрено инструкцией, что в первую очередь связано с неудовлетворительным качеством регулирования температуры пара перед ЦСД. Наряду с высоким уровнем начальной температуры пара в практике эксплуатации наблюдаются кратковременные забросы температуры при переходе регулирования температуры пара промперегрева с байпаса на аварийный впуск, при которых скорость повышения температуры пара во много раз превосходит скорость по инструкции (один из таких забросов температуры показан на рис. 18.12). В этих случаях перепады температур по радиусу ротора могут достигать 200 °C. Уровень термических напряжений при этом превышает 500 МПа. Немногом ниже в этом случае и температурные напряжения в роторе в зоне переднего концевое уплотнения.

Как уже отмечалось, для улучшения качества регулирования температуры пара перед ЦСД необходимо скорейшее выделение пускового впуска с использованием его в диапазоне нагрузок до 80–100 МВт, что позволит снизить температурные напряжения в РСД при пусках.

При пусках из неустойчивого и горячего состояния температурные напряжения в начальный период могут быть велики при несоответствии температуры пара, подаваемого на уплотнения, температуре металла ротора.

Схема подачи пара с разделением коллекторов, разработанная ХТГЗ и внедренная на электростанциях, позволяет подавать пар на уплотнения с температурой, близкой к температуре металла ротора. По этим же соображениям целесообразно при коротких остановках подавать на уплотнения пар высокой температуры. В случае остановов большей продолжительности целесообразно срыв вакуума

выполнять сразу же после перехода на вращение роторов валоповоротным устройством.

Максимальная разность температур по радиусу ротора при пусках из неустойчивого и горячего состояния возникает при нагрузке 80–100 МВт. Это связано с достаточно быстрым подъемом температуры пара в этом диапазоне нагрузок. Значение максимальной разности температур при пуске из неустойчивого состояния, как правило, больше, чем из горячего, из-за существенно большего перепада между исходной и конечной температурами пара в этом режиме. При пусках по инструкции из неустойчивого состояния максимальная величина температурных напряжений не превосходит 0,6–0,8 предела текучести. Последний может быть превзойден только при значительных отклонениях в скорости подачи пара от предусмотренных инструкцией значений.

Необходимо отметить, что для роторов высокого и среднего давления выше приведенные данные по термонапряженному состоянию без учета концентраторов.

Исследования термонапряженного состояния роторов нельзя считать законченными. На ХТГЗ проводятся работы по комплексному исследованию термонапряженного состояния и долговечности роторов в стационарных режимах.

18.7. ВИБРАЦИОННЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

ТУРБИНА И ДЕТАЛИ

Причинами вибрации турбины, ее деталей, паропроводов, площадки, фундамента и грунта могут быть: вращающиеся массы, потоки пара, колеблющиеся детали.

На работающей турбине вибрирует каждая деталь, но в разной степени. Об общей вибрации турбины принято судить по вибрации на подшипниках, по этой же вибрации косвенно можно судить и о вибрации ротора.

По способу возникновения различают вибрацию, которая возбуждается потоками пара и за счет небаланса вращающихся частей турбины.

Наиболее частой причиной вибрации является небаланс ротора. Небаланс может быть допущен при изготовлении, при монтаже и в процессе эксплуатации. В процессе эксплуатации небаланс появляется в переносных режимах, при пусках, остановках и изменениях параметров, неравномерных прогревах и отложениях солей. Вибрация может усиливаться при холодном масле, переносах и больших зазорах в подшипниках и эластичности шейки.

Различают вибрацию неподвижных частей турбины в трех направлениях: вертикальную, продольную и поперечную. Вертикальная и поперечная вибрация возникает от периодиче-

ских сил, действующих в плоскости вращения. Вызываются такие силы плохой центровкой, эллиптичностью и небалансом. Продольная вибрация возникает из-за биения гребня упорного подшипника, расцентровки, исправленной работы подшипника.

Вибрация может также возрастать при ограничении теплового расширения и, как следствие, отставания опорных поверхностей и низкой жесткости опор.

Особую сложность вызвала в последние время низкочастотная вибрация, которая возникает с переходом на конструирование сверхмощных турбин и вызывается циркуляционными силами парового потока и масляного потока.

В турбинной технике вибрационные задачи давно играли существенную роль, в особенности они важны при концентрации огромных мощностей в одном турбоагрегате. В этих условиях важное значение имеет вопрос контроля вибрационного состояния не только турбоагрегата, но и его фундамента.

Современный уровень контроля вибрации позволяет контролировать вибрацию ротора, подшипников, фундамента, вибрацию лопаточного аппарата, определять жесткость опор.

В условиях эксплуатации турбоагрегата вполне достаточно измерять вибрацию на подшипниках, однако в период освоения следует вести контроль вибрации и ротора. Это дает возможность на более раннем этапе выявлять низкочастотную вибрацию и принимать своевременно меры. Вполне удобным следует признать регистрацию вибрации, особенно в перечисленных режимах работы турбоагрегата, на ленту пишущей машинки. Это позволяет анализировать изменение вибрации, сравнивать уровень вибрации при повторениях режимов и освобождает от обработки при обычной безцифровой регистрации.

Одной из особенностей турбин К-300-240 является то, что все первые критические частоты вращения валопровода лежат ниже рабочих частот вращения. В турбоагрегатах с гибкими роторами при увеличении частоты вращения зоны, соответствующие критическим частотам вращения, необходимо проходить усердно. Работа в этих зонах на фиксированных частотах запрещается. В то же время фактические критические частоты вращения могут отличаться от расчетных, которые ранее определялись для случая абсолютно жестких опор.

С самого начала эксплуатации ХТГЗ организована серия вибрационных исследований турбоагрегата. Фактические частоты вращения валопровода были определены на четырех турбоагрегатах различных электростанций (Предиспровской, Новочеркасской,

Троицкой, Змиевской ГРЭС). Испытания проводились НИО ЦКТИ, ВТИ, ЦКБ Главэнергомонта и ХТГЗ [54]. Все фактические частоты вращения оказались ниже расчетных из-за влияния на чтс податливых опор и слоя смазки.

После внесения конструктивных изменений в турбину, которые могут отразиться на критических частотах вращения, производились уточнения этих частот. Так, например, использована жесткая промежуточная часть вала, соединяющая роторы среднего и низкого давления, вместо ранее применявшейся промежуточной части с двумя гофрами. Кроме жесткого соединения РСД и ГНД введена также жесткая связь роторов среднего давления и генератора вместо ранее применявшегося соединения с одной гофрой.

По данным проведенных исследований установлены зоны, в которых запрещается работа на фиксированных частотах вращения, и зоны, которые при развороте турбины необходимо проходить усердно.

Вибрационные исследования турбины выявили некоторые обстоятельства, которым ранее уделялось недостаточное внимание. В первую очередь здесь должна быть отмечена необходимость отстройки от резонанса статорных деталей от узлов. Резонанс статорных деталей, особенно вблизи рабочей частоты вращения, приводит (при недостаточной уравновешенности роторов и повышенной податливости их опор) к интенсивным резонансным колебаниям системы опоры ротор при прохождении этих частот при работе на них [54].

На турбинах К-300-240 обнаружены при частотах вращения 46 48 с⁻¹ (2800—2900 об/мин) резонансы опор ЦНД, генератора, фундамента под опорами подшипников № 1 и 2, а также резонанс отдельных элементов фундамента в районе ЦНД а рабочей частоте вращения.

Специальными испытаниями, проведенными на Змиевской ГРЭС (фундамент из сборного железобетона) и на заводском стенде (металлический фундамент), выявлено, что отмеченные резонансные колебания определяются частотными характеристиками опор ЦНД. Для отстройки от резонанса и улучшения виброхарактеристик опор разработаны варианты реконструкции повышения жесткость картеров подшипников, усилены несущие элементы патрубка путем введения дополнительных жесткостей и некоторого увеличения толщины элементов конструкции.

Сравнительные испытания разработанных конструкций на заводском стенде позволяют выбрать оптимальный вариант, который

Для находившихся в эксплуатации турбины принят несложимый объем ужесточения и отработан режим сварки, обеспечивающий минимальные доводки конструкций. Установлены дополнительные ребра жесткости у лопаток подшипников в поперечном и вертикальном направлениях, добавлен внутренний разъем между верхней и нижней половинками выхлопного патрубка.

Реконструкция патрубков ЦНД способствовала снижению уровня вибрации подшипников № 3-5, повысила запас от резонанса по критическим частотам роторов низкого и среднего давления и облегчила проведение динамической балансировки агрегата в со- стоянии подшипников.

При испытании первых турбин обнаружено, что в ряде случаев уровень вибрации подшипников превосходил допустимый нормами. ПТЭ. В связи с этим при производстве турбин повышены требования к статической и динамической балансировке роторных двигателей [54а]. Ротор низкого давления турбины проходил следующие этапы динамической балансировки:

балансировки дисков пятых ступеней (с имитирующими лопатки грузами) на специальном валу и разгонные испытания этих дисков;

балансировка РНД после насадки колес первых трех ступеней обоих потоков;

балансировка РНД после насадки колес четвертых ступеней и дисков лопаточных ступеней (с имитирующими грузами) на обоих потоках;

балансировка после статических испытаний турбины и облокачивание последних ступеней.

Введение в эксплуатацию балансирующего агрегата типа «Пенза», в котором роторы балансируются в вакууме на рабочей частоте вращения, позволило балансировать роторы с топками последней ступени, что привело к дальнейшему улучшению качества заводской динамической балансировки.

Для снижения технологического прогиба ротора с насадками дисками уменьшены пятые диски и увеличены осевые зазоры между ступицами насадных деталей.

Глава девятнадцатая

МЕРОПРИЯТИЯ ПО ПОВЫШЕНИЮ ЭКОНОМИЧНОСТИ, НАДЕЖНОСТИ И МАНЕВРЕННОСТИ ТУРБИНЫ

19.1. ПОВЫШЕНИЕ ЭКОНОМИЧНОСТИ ТУРБИНЫ

В процессе эксплуатации турбин К-300-240 проведены исследования, касающиеся экономичности, надежности и маневренности этих

агрегатов. В ходе исследований выявлен ряд возможностей повышения эксплуатационных свойств турбоустановки в блоке в целом. Поэтому ХТГЗ разработан проект модернизации турбины и начал выпуск модернизированной турбины с собственными подшипниками на электростанциях. Доступ к этим плоскостям (на торце разгрузочного диска РСД, в средней части вала РСД и РНД, на фланцах полумуфт этих роторов) обеспечен без вскрытия корпусов турбины и крышек опор.

При исследованиях турбины обнаружена низкочастотная вибрация в первом подшипнике, имеющим небольшую удельную нагрузку. Для устранения низкочастотных колебаний ротора на масляной пленке граница конструкции двухклинного подшипника с уменьшенным верхним зазором и с перепесенным маслоспускным каналом в верхней половине вклинена, изменен также порядок открытия регулирующих клапанов высокого давления № 5 и 6 таким образом, чтобы клапан № 6, нагружающий подшипник, открывался раньше клапана № 5.

Выполнение разработанных мероприятий привело к резкому снижению уровня вибрации турбин К-300-240.

Как правило, при вводе в эксплуатацию вновь монтируемых турбин не требуется их подбалансировка на электростанциях, а уровень вибрации полностью соответствует нормам ПТЭ.

Следует отметить, что для поддержания уровня вибрации в допустимых пределах при длительной эксплуатации требуется строгое выполнение требований заводских инструкций. Так, длительная работа с повышенной температурой пара ведет к повышенной эрозии входных кромок рабочих лопаток последней ступени.

Длительная работа на холостом ходу с улучшенным вакуумом и включенными крышками в выхлопных патрубках вызывает эрозийный износ балансирующих грузы.

Вибрационное состояние агрегата в процессе эксплуатации может ухудшаться из-за расцентровок, вызванных удушением вакуума в конденсаторе, и деформаций фундамента. Все это требует обеспечения тщательного контроля за вибрационным состоянием агрегата и своевременного устранения причин его ухудшения в эксплуатации.

агрегатов. В ходе исследований выявлен ряд возможностей повышения эксплуатационных свойств турбоустановки в блоке в целом. Поэтому ХТГЗ разработан проект модернизации турбины и начал выпуск модернизированной

ванной турбины (К-300 240-2) [32]. Одновременно разработан комплекс мероприятий по совершенствованию выпущенных турбин, который последовательно осуществляется на электростанциях. В этот комплекс вошли почти все работы, осуществленные на модернизированной турбине. Опыт эксплуатации и проводимые исследования дают обширный материал для работы над улучшением показателей надежности, экономичности и маневренности турбин К 300-240 и К 300-240 2. Следует отметить, что работа над совершенствованием эксплуатационных показателей турбин К-300-240 и К-300 240-2 продолжается. Ниже рассматриваются основные мероприятия, разработанные и осуществленные УГЭС.

В проточной части ЦВД применялись диафрагмы с развитой системой силовых стоек. На основании теоретических и экспериментальных работ создан новый профиль с моментом сопротивления, увеличенным за счет удлинения входной части. Это удлинение осуществляется прямыми и изогнутыми, создающими конфузность входного участка канала.

Такой способ образования профилей позволяет изменить число каналов диафрагмы в соответствии с требованиями виброзащитки без ущерба для прочностных характеристик диафрагмы и использовать разные профили разных типов с оптимальными геометрическими характеристиками.

Для новых ступеней к. п. д. повысится на 3—3,5 %, а для ЦВД внутренний относительный к. п. д. по данным испытаний на Трпольской и Змиевской ГРЭС составил 84—85 %.

Аэродинамика проточной части ЦВД улучшена за счет того, что для ступеней, не имеющих ленточного багжара, ликвидированы отрицательные перекрышки у вершин рабочих лопаток. Для уменьшения утечки через концевое лабиринтовое уплотнение применена конструкция направляющего аппарата, заводимого по наружному и внутреннему диаметру в соответствующие пазы корпуса. В результате всасывания этих мероприятий к. п. д. для ЦВД увеличен на 1,5—2 %.

Наиболее существенным изменением под вертута проточная часть ЦВД. Модернизация проточной части ЦВД заключается в создании более плавного меридионального обвода и переходе к более совершенным профилям сопловых аппаратов. Отличительной особенностью новой проточной части являются конические периферийные обводы сопловых аппаратов и значительные положительные перекрышки у вершин рабочих лопаток. В этих условиях создается возможность обеспечения минимально деформированных линий потока,

что способствует стабилизации параметров потока между ступенями. Положительные перекрышки у вершин рабочих лопаток в несоблюденных ступенях уменьшают потери от утечки и способствуют лучшему втагузанию. В сопловом аппарате последней ступени применены полые направляющие лопатки, снабженные прорезями для удаления влаги, поступающей с предыдущей ступени.

Для уменьшения потерь давления в патрубках и трубопроводах III отбора, что связано с наличием в литье нижней половины ЦВД острых кромок на входе в патрубки и неравномерным распределением расходов по двум трубопроводам III отбора, установлена аэродинамическая камера III отбора и организована срезка между паропроводами до обратных клапанов.

Улучшение исходных характеристик сопротивления по тракту тепловой схемы достигнуто применением запорной арматуры с меньшим коэффициентом сопротивления.

Для ликвидации постоянных потерь тепла из-за перетечек между подогревателями высокого давления и ПВД № 5 за счет каскадной схемы отсоса паразитной смеси из парового пространства ПВД разделена линия отсоса газов из ПВД и ПВД. Опыт эксплуатации и тепловые испытания блоков показали, что выделение газов в ПВД незначительно, и удаление достаточно производить периодически.

Экономичность схемы повысится при увеличении температуры питательной воды до 273 °С. Это достигается переводом питания ПВД № 8 паром после 8-й ступени ЦВД вместо пара из отбора за 9-й ступенью, как было предусмотрено первоначальным проектом. Для реализации этого мероприятия изменена конструкция обвода ЦВД, в которой размещены теперь диафрагмы 9—11-й ступеней и усилены выходные сечения диафрагмы 9-й ступени.

Непроизводительные потери теплоты при работе турбины на частичных нагрузках ликвидированы путем модернизации дренажно-продуктовой схемы. Для этого установлены плавная запорная арматура $D_v 40$ на продукционных линиях перепускных паропроводов ЦВД, а также постоянно действующие пролуки меньшего диаметра ($D_v 20$) между этими паропроводами, что обеспечивает продувку клапанов, находящихся в закрытом положении. Повышение к. п. д. для ЦВД при нагрузках менее 250 МВт составило за счет внедрения этих мероприятий около 2 %.

Для уменьшения утечек из-за корабления корпусных элементов применены двуступенная конструкция ЦВД и закрапывание ободов ПВД.

Во всех цилиндрах на основании проведенных расчетных и экспериментальных работ произведена корректировка зазоров в проточной части. Установлены минимально допустимые осевые и радиальные зазоры, что позволило уменьшить потери от утечек и соответственно повысить к. п. д.

Тепловыми испытаниями турбины К-300-240-2, проведенными на Трипольской ГРЭС, установлено, что при нагрузке 300 МВт удельный расход тепла составляет 7688 кДж/(кВт·ч). Уровень удельного расхода тепла на турбинах К 300 240 зависит от объема проведенной модернизации.

19.2. ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ И УЛУЧШЕНИЕ МАНЕВРЕННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ТУРБИНЫ

Одним из коренных усовершенствований, осуществленных при модернизации турбины, является разработка двуступенной конструкции ЦСД в части, работающей в зоне высокой температуры пара. Благодаря внутреннему корпусу (в котором расположены три первые ступени) наружный корпус омывается паром пониженной температуры. Пар подводится к ЦСД от двух клапанов, установленных по бокам цилиндров на дугообразных патрубках. Наружные присоединения выполнены фланцевыми, а с головками внутреннего корпуса паропускные патрубки соединяются теплоподвижными соединениями с поршневыми кольцами. Применением двуступенной конструкции улучшено тепловое состояние зоны паропуска, практически ликвидировано коробление наружного корпуса ЦСД, а также повышены маневренные характеристики турбины благодаря снижению диапазона относительных перемещений РСД при стационарных режимах.

Уровень температур металла в зоне лоп при этом существенно ниже, что приводит к выравниванию поля температур в передней части корпуса и обеспечивает более надежную работу как фланцев горизонтального разъема в этой зоне, так и обжим уплотнений. Благодаря новой конструкции узла присоединения корпуса уплотнений к головной части корпуса ЦСД, при которой обеспечивается свобода тепловых расширений, устранено влияние на уплотнения деформаций наружного корпуса и уменьшена возможность возникновения задиров в концевых уплотнениях.

В модернизированной системе обогрева фланцев и шпильки ЦВД и ЦСД подкача пара осуществляется в обтекание фланцев горизонтального разъема, откуда через зазоры между фланцами и шпильками пар подается в наружные корпуса.

Поскольку пар на обогрев отбирается из межцилиндрового пространства, наружные и внутренние полости омываются теплоносителями с близкой температурой. Благодаря новой системе обогрева удалось существенно сократить продолжительность пуска турбины из холодного и неостывшего состояния при соблюдении допустимых разностей температур во фланцевых соединениях ЦВД и ЦСД и предотвратить пропаривание горизонтальных разъемов.

Новая система охлаждения выхлопных патрубков ЦВД разработана для выравнивания поля температур патрубка, уменьшения расхода конденсата и снижения уровня эрозии выходных кромок последних ступеней. Система охлаждения включает кольцевой коллектор с форсунками для впрыска расширенного конденсата в поток пара, выходящего из рабочих лопаток последней ступени. Коллектор с форсунками устанавливается на направляющем листе вблизи периферии рабочих лопаток.

В результате проведенной модернизации несущая способность упорного подшипника повысилась почти в 2 раза.

Для повышения вибропрочности облопачивания модернизации подверглись 5-я и 6-я ступени ЦСД и все пять ступеней ЦНД. Модернизация 5-й ступени ЦСД проводилась как путем повышения вибропрочности самой лопатки, так и путем уменьшения возмущающих сил, действующих на рабочие лопатки этой ступени.

Вибропрочность лопаток повышена за счет изменения конструкции хвостового соединения. Левосторонний бандаж выполнен с шином и пазом для стыкования пакетов по скользящей посадке. Уменьшение воздействия возмущающих сил достигается удалением фланцевых перемычек в месте отбора, выравниванием потока по окружности и изменением числа лопаток в диафрагме. На 6-й ступени, как и на 5-й, двухпорный хвост заменен на более мощный. В ЦНД на 1-й ступени изменено число направляющих лопаток, увеличена хорда, выполнены цип и паз для стыковки между пакетами. Во 2-й ступени двухпорный хвост заменен на трехпорный. В 3-й ступени, которая переоспектрена, увеличена активная длина лопатки. Лопатки последней ступени в облопаченном колесе детально исследованы во вращении на вибрационном стенде.

На основании полученных результатов выработаны рекомендации по просктированию и эксплуатационным режимам. Новая конструкция диафрагмы последней ступени с улучшенными аэродинамическими характеристиками способствует обеспечению заданного распределения давлений в межлопастном зазоре.

Большой объем опытно-исследовательских, расчетно-конструкторских и экспериментальных работ позволил в значительной степени повысить надежность лопаток всех цилиндров турбины.

Для улучшения вибрационного состояния вала опора произведено жесточение опор ПНД, а для ликвидации явлений низкочастотной вибрации на передней опоре применены двухклиновидной подшипники.

Наряду с совершенствованием конструкции турбины серьезной модернизации подвергнуты также отдельные элементы тепловой схемы. Первые турбины вводились в эксплуатацию для работы в блоках, имеющих различные пусковые схемы. Так, схемы блоков выполнялись со встроенными и выносными пусковыми сепараторами, с одноступенчатым сбросом пара в конденсатор (схема с одним БРОУ) и двухступенчатым байпасированием турбины (схема с БРОУ-1 и БРОУ-2). Применялись также схемы, в которых кроме байпасных линий с БРОУ имелся еще две линии обводов с РОУ. Схемы блоков отличались по технологии расточки котла, режима прогрева и пуска турбины и т. д.

Опыт эксплуатации блоков с различными схемами позволил определить как типовую схему моноблока (с одним котлом) со встроенными пусковыми сепараторами и одноступенчатым байпасированием турбины.

Схема моноблока позволяет существенно сократить количество пускозапорной арматуры и трубопроводов, произвести укрупнение вспомогательного оборудования и оптимизировать технологию пуска турбины.

В турбине К-300-240-2 вместо двухниточных ПВД применены три укрупненных ПВД, установленных в одну линию; укрупнены конденсатные насосы; выполнен двухниточная схема паропроводов с в его пара и пара горячего от промперегрева.

Выбор оптимального режима прогрева и пуска турбоустановки во многом зависит от правильной организации схемы прогрева и дренирования опасных узлов турбоагрегата и трубопроводов.

При модернизации дренажной схемы выгодно разделение на дренажные линии, служащие для удаления влаги и небольшого количества пара в конце дренирования, и продувочные линии. Последние предназначены для прогрева паропроводов, корпусов блоков парораспределения и корпусов турбины, а также удаления влаги из них. В частности, при модернизации дренажно-продувочной схемы предусмотрена установка индивидуальной запорной арматуры на продувочных линиях главных паропроводов после ППЗ и пароприемных камер блоков парораспределения для

обеспечения полного расхаживания стопорных клапанов, предусмотрена также установка обратного клапана Ду 100 на общем коллекторе продувок перепускных паропроводов ЦВД для предотвращения попадания охлажденного пара из продувочного коллектора обратным потоком в перепускные трубы при подготовительных и пусковых операциях. Конкретизированы места установки арматуры для предотвращения скопления конденсата над запорным вентилем и симметричная трассировка параллельных продувочных линий во избежание неодинаковых гидравлических сопротивлений в них.

Для упрощения компоновки и повышения надежности объединены линии прогрева и обеспаривания системы промперегрева в одну со сбросом пара в специально устанавливаемое третье пароприемное устройство с парохладителем в переходном патрубке конденсатора.

В целях предотвращения образования трещин в присоединительных патрубках и стенках расширительного бака, теплонапряженность которого велика, введено охлаждение расширительного бака РБ-6 путем впрыска конденсата в паровое пространство.

При проведении подготовительных и пусковых операций, когда вакуум в конденсаторе низок, температура конденсата перед обессоливающей установкой оказывается выше, чем это допускается по условиям работы фильтров обессоливания. Вследствие этого при пусках блока иногда приходится сбрасывать горячий конденсат в циркуляционный водовод помимо блочной обессоливающей установки.

Для предотвращения повреждения фильтров либо байпасирования обессоливающей установки предусмотрена двухпозиционная схема поддержания уровня в конденсаторе. Клапан регулятора уровня в конденсаторе за счет установки на блочном щите управления специального переключателя переводится в режим работы по двум установкам (фиксаторам положений).

режим 1 — пусковой режим, при котором поддерживается нормальный (на 450 мм выше дна конденсатора) уровень;

режим 2 — рабочий режим, при котором поддерживается нормальный (на 450 мм выше дна конденсатора) уровень. Изменение уровня в конденсаторе не превышает при этом +50 мм заданного.

Для упрощения компоновки турбоустановки и более рационального использования теплоты дренажей ПНД применена двухкаскадная схема дренажей ПНД, по которой предусматривается откачка специальным насосом дренажа греющего пара ПНД № 4 в турбо-

провод основного конденсата после ПНД № 4. Это позволяет отказаться от расширительного бака дренажей объемом 3,5 м³.

По мере накопления опыта эксплуатации турбин мощностью 300 МВт совместно с научно-исследовательскими и наладочными организациями ХТГЗ непрерывно совершенствовались методы и технология пуска, что нашло отражение в соответствующей технической документации и в публикациях. Внедрен новый метод пуска, который позволяет упростить подготовительные и пусковые операции по блоку, уменьшить общее время и непроизводительные расходы теплоты.

Методика пуска предполагает совмещение прогрева промперегрева с начальным этапом повышения частоты вращения роторов до 15–16,5 с⁻¹ (900–1000 об/мин). При этом вращение роторов осуществляется за счет пропускания пара только через ЦВД при обеспаривании цилиндров среднего и низкого давления.

Пар после ЦВД поступает по трубопроводам холодного промперегрева во вторичный перегреватель котлоагрегата, перегревает паропроводы горячего промперегрева и через сбросный клапан объединенной линии прогрева и обеспаривания промперегрева направ-

ется в специальное пароприемное устройство конденсатора.

К моменту достижения частоты вращения 15–16,5 с⁻¹ паропроводы промперегрева успевают прогреться до необходимой температуры, после чего повышение частоты вращения роторов до номинальной осуществляется открытием клапанов ЦСД с постепенным закрытием задвижек за сбросным клапаном.

Такой способ пуска может осуществляться при исходной температуре металла паровпуска ЦСД выше 100 °С. При более низкой температуре паровпуска ЦСД пуск производится при открытых клапанах ЦВД и ЦСД.

Рассмотренный комплекс мероприятий существенно повысил эксплуатационную надежность турбины К-300-240 и К-300-240-2.

ХТГЗ продолжает работать над улучшением эксплуатационных качеств турбин мощностью 300 МВт. В числе важных вопросов, требующих решения, здесь могут быть названы: отработка режимов эксплуатации блока на скользящем давлении свежего пара при частичных нагрузках, отработка режима плавного повышения давления до полного, разработка способов плавного регулирования температуры пара промперегрева, разработка путей автоматизации пусковых режимов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Абалазов Б. В., Банник В. П., Резников Б. И. Монтаж паровых турбин и вспомогательного оборудования. — М.: Энергия, 1966 — 320 с.
- 2 Арсеньев Г. В., Молчанов Е. И., Алешин А. И. Напряжение состояния ротора высокого давления турбины К-300-240 ХТГЗ при сбросе нагрузки до холодного хода — Электрические станции, 1971, № 3, с. 36—37.
- 3 Архипов П. С., Флак Ю. В., Михайловцев Е. И. Типовая энергетическая характеристика турбоагрегата К-300-240 ХТГЗ второй модификации. М.: СПО ОРГРЭС, 1976 — 35 с.
- 4 А. с. № 374489 (СССР) Поверхностный конденсатор/ Аслаян Г. Н., Трофименко Т. А., Фришман Э. Е., Черненко В. М. Опубликовано в бюл. «Открытия Изобретения Промышленные образцы Товарные знаки», 1973, № 15, с. 82.
- 5 Берлянд В. И., Соколовская С. С., Ферман Л. Л. Напряженное состояние жестких лопастей компрессора Энергомашиностроение, 1972, № 4, с. 21—24.
- 6 Берлянд В. И., Третьяк Н. В. Расчет термозупругого и деформированного состояния в цилиндрах паровых турбин. В кн.: Энергетическое машиностроение. Харьков, 1970, вып. 8.
- 7 Вельер В. Н. Автоматическое регулирование паровых турбин. — М.: Энергия, 1971 — 406 с.
- 8 Вельер В. Н. Отклики на статью М. М. Печалова «Повышение надежности работы системы смазки современных мощных турбоагрегатов». Электрические станции, 1971, № 9, с. 89.
- 9 Винонивецкой М. Г., Орлов И. И., Мищенко Ю. И. Повышение надежности опорных подшипников в высокоустойчивости роторов мощных турбоагрегатов. Энергомашиностроение, 1972, № 7, с. 5—7.
- 10 Влияние вязкости на коэффициент полезного действия ступеней низкого давления мощных турбин/ Кириллов И. И., Косяк Ю. Ф., Носовский А. И. и др. Теплоэнергетика, 1970, № 6, с. 35—38.
- 11 Влияние режимных факторов на величину динамических напряжений в рабочих лопатках турбинной ступени/ Швец Я. И., Пономарев В. И., Слабченко О. Н. и др. — Теплоэнергетика, 1974, № 1, с. 49—52.
- 12 Водяная система регулирования паровых турбин/ Вельер В. Н., Каракосов Г. А., Левин Д. М., Лыск В. В. — М.: Энергия, 1970 — 263 с.
- 13 Воронков С. Т., Исеров Д. С. Тепловая изоляция паровых турбин напылением. — М.: Энергия, 1973 — 120 с.
- 14 Галацан В. И., Иоффе В. Ю. Режимы прогрева и остывания блоков клапанов и перепускных трубопроводов высокого давления турбины К-300-240 ХТГЗ. — М.: НИИИНФОРМТЯЖМАШ, 1969, № 3-69-1.
- 15 А. с. № 273213 (СССР). Устройство для обогрева фланцев и шпилек корпуса паровой турбины/ Галацан В. И., Иоффе В. Ю. и др. Опубликовано в бюл. «Открытия Изобретения Промышленные образцы. Товарные знаки», 1970, № 20, с. 36.
- 16 Галацан В. И., Поликов В. С., Брагинский Г. П. Определение температурных полей корпусов турбины К-300-240 ХТГЗ во время пуска наладочных и режимных испытаний на Приднестровской и Троицкой ГРЭС. — М.: НИИИНФОРМТЯЖМАШ, 1967, № 3-67-7 с. 16—22.
- 17 Гальперин И. И. Динамические системы. М.: Энергия, 1970 — 268 с.
- 18 Диденко С. А., Пикур Э. А., Рохленко В. Ю. Применение электрических моделей для расчета в исследовании систем регулирования паровых и газовых турбин. В кн.: Совершенные методы расчетов в машиностроении с применением электронных вычислительных машин. Харьков, 1966, с. 31.
- 19 Жаров А. П. Предупреждение аварий подшипников паровых турбин. М.: Энергия, 1974, 112 с.
- 20 Журицкий Г. С., Струннин В. А. Конструкция и расчет на прочность деталей паровых и газовых турбин. — М.: Машиностроение, 1968, 520 с.
- 21 Иванов В. А. Режимы мощных паротурбинных установок. М.: Энергия, 1971 — 279 с.
- 22 Испытания на сброс нагрузки мощных энергетических блоков тепловых электростанций. — Экспресс-информация. Сер. Теплоэнергетика, 1970, вып. 4.
- 23 Исследование некоторых маневренных характеристик турбоустановок К-300-240 ХТГЗ с помощью математической модели/ Шубенин Ш. Г., Шубин Л. А., Косы Ю. Ф., Павлов Л. А., Станиславский В. Я., Файнштейн А. С. Энергомашиностроение, 1971, № 5, с. 3—6.
- 24 Исследование экономичности модернизированной турбины К-300-240-2 ХТГЗ/ Тепляцкий М. Г., Прокопенко А. Г., Архипов П. С., Пырь В. А., Краснов Л. Н. Теплоэнергетика, 1974, № 9, с. 58—63.
- 25 Казанский В. Н. Системы смазки паровых турбин. М.: Энергия, 1974 — 222 с.
- 26 Капелюшкин Б. Э. Эксплуатация паротурбинных установок. — М.: Энергия, 1975 — 287 с.
- 27 Кисанов И. Н. Конденсационные установки. — М.: Энергия, 1965 — 375 с.

28. Косяк Ю. Ф., Станиславский В. Я. Схема турбоустановки К 300-240 ХТГЗ с укрупненным оборудованием — Электрические станции, 1970, № 6, с. 27—29
29. Левченко А. И., Либстер А. Ш. Расчет обмотки вращения применительно к корпусам паровых и газовых турбин — Труды ЦКТИ, 1969, вып. 96, с. 85—91
30. Лернер Е. И., Станиславский В. Я. Конденсаторная турбоустановка К 300-240. Электрические станции, 1968, № 12, с. 5—8
31. Михайлов-Михеев П. Б. Справочник по металлургическим материалам турбино- и моторостроения — М.: Л. Машиз, 1961 — 838 с.
32. Модернизированная турбина К-300-240-2 Харьковского турбинного завода/ Саввин В. Н., Косяк Ю. Ф., Соболев С. П., Суханов В. П. и др. Теплоэнергетика, 1972, № 11, с. 5—11.
33. Некоторые результаты исследования и пути модернизации тепловой схемы турбоустановки К-300-240/ Шубенко-Шубин Л. А., Станиславский В. Я., Галаган А. А., Файнштейн А. С. — В кн. Динамика тепловых процессов. Материалы V республиканского семинара — Киев. Наукова думка, 1975, с. 39—43
34. Некоторые вопросы модернизации блока 300 МВт с турбинами К-300-240 ХТГЗ/ Зыков С. А., Станиславский В. Я., Писарев А. А., Файнштейн А. С. Энергомашиностроение, 1969, № 3, с. 5—8.
35. Немиров В. С., Рохленко В. Ю. Некоторые критерии качества компенсированных гидравлических схем регулирования паровых турбин. Энергомашиностроение, 1964, № 6, с. 4—8
36. Об опыте внедрения макета в проектировании турбоустановки К-300-240/ Косяк Ю. Ф., Любаровский А. М., Лернер Е. И., Станиславский В. Я. Энергомашиностроение, 1969, № 10, с. 1—3.
37. Обоснование целесообразности получения дополнительной мощности на блоках 300—1000 МВт/ Зыков С. А., Будняцкий Д. М., Мочал С. И., Корнеев Н. Н., Шубенко-Шубин Л. А., Соболев С. П. Теплоэнергетика, 1966, № 3, с. 7—13
38. Олейников Е. Г. Электрические методы контроля паровых турбин — М.—Л. Энергия, 1965. — 136 с.
39. Опыт пуска турбины К-300-240 ХТГЗ им. С. М. Кирова с использованным схемой обогрева фланцев и шпилек/ Косяк Ю. Ф., Прокопенко А. Г., Иоффе В. Ю., Щербина А. Б., Сухарев Ф. М., Калашников В. П. Теплоэнергетика, 1968, № 12, с. 2—6.
40. Организация схемы дренажей мощных турбоустановок на сверхкритические параметры пара/ Косяк Ю. Ф., Гранов В. Л., Станиславский В. Я., Иоффе В. Ю. Теплоэнергетика, 1968, № 3, с. 32—36.
41. Первый опыт пуска и эксплуатации годового образования турбины К 300-240 ХТГЗ/ Косяк Ю. Ф., Галаган В. Н., Поляков В. С. и др. Теплоэнергетика, 1965, № 11, с. 2—12
42. Плоткин Е. Р. О расчете температурных напряжений в цельнокованных роторах паровых турбин. — Теплоэнергетика, 1972, № 5, с. 67—70.
43. Плоткин Е. Р., Берлянд В. И., Шеварц А. В. Влияние фланцев горизонтального разреза на температурные напряжения в стенке корпуса турбины — Энергомашиностроение, 1971, № 10, с. 9—11.
44. Плоткин Е. Р., Муратова И. В., Поляков В. А. О тяжелых условиях при расчете температурного поля роторов паровых турбин. Теплоэнергетика, 1972, № 4, с. 30—34.
45. Пономарев С. Д. Расчет и конструкция витых пружин — М.: ОНТИ, 1938 — 352 с.
46. Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей. — Изд. 13-е. — М.: Энергия, 1977 — 288 с.
47. Прочность паровых турбин/ Шубенко-Шубин Л. А., Гернер Д. М., Зельдес Н. Я., Ингульсон В. Л. и др. М.: Машиностроение, 1973 — 456 с.
48. Результаты внедрения подных систем регулирования паровых турбин/ Фридман А. Е., Глазер Ф. К., Курфельд А. И., Роканский В. Е., Рохленко В. Ю. — Электрические станции, 1970, № 9, с. 29—33
49. Результаты режимных испытаний турбины К-300-240 ХТГЗ при пуске на скользких параметрах пара/ Косяк Ю. Ф., Галаган В. Н., Брагинский Г. П. и др. — Теплоэнергетика, 1967, № 12, с. 6—12.
50. Роканский В. Е., Курфельд А. И. Блок парораспределения турбины К 300-240. — В кн.: Паргазотурбоустановки на ХТГЗ им. С. М. Кирова. — М.: НИИ Информатизации, 1969, с. 20—25
51. Розенберг Ю. А. Влияние смазочных масел на надежность и долговечность машин — М.: Машиностроение, 1970 — 312 с.
52. Саввин В. И. и др. Турбины ХТГЗ на насыщенном паре для атомных электростанций — Теплоэнергетика, 1971, № 4, с. 15—23.
53. Смелянский С. Г., Казанский В. Н. Новая конструкция масловоздушного отстойника для турбомашин. Теплоэнергетика, 1964, № 8, с. 77—80.
54. Смирнов А. И. Улучшение вибрационного состояния турбоагрегатов ХТГЗ. В кн. Исследование и устранение вибрации турбоагрегатов. — М.: Энергия, 1972, с. 118—121.
55. Смирнов А. И. Отстройка элементов мощных паровых турбин от резонанса. — В кн.: Исследование и устранение вибрации турбоагрегатов. — М.: Энергия, 1972, с. 115—118
56. Спорыш И. П. Надежность механизмов систем автоматического регулирования. — М.: Машиностроение, 1967. — 239 с.
57. А. с. № 344219 (СССР). Способ отключения подогревателя высокого давления/ Станиславский В. Я., Мостовский Ю. Я., Любаровский А. М., Опубл. в бюл. «Охр. изобретения. Промышленные образцы, Товарные знаки», 1972, № 21, с. 148
58. Станиславский В. Я., Любаровский А. М., Шипер С. И. О некоторых особенностях установок турбин типа К-300-240 Харьковского турбинного завода им. С. М. Кирова. Электрические станции, 1967, № 1, с. 20—30

58. Старосин П. И., Иткин М. С. Работа вихревой трубы на перегретом паре высокого давления — Теплоэнергетика, 1968, № 8, с. 31—33.

59. Стояров Б. М., Шмиголь И. И. Деаэрирующая способность конденсатора турбины К-300-240 ХТГЗ. Теплоэнергетика, 1970, № 8, с. 8—11.

60. Температуры и напряжения в корпусе цилиндра среднего давления турбины К-300-240/ Палей В. А., Плотикин Е. Р., Поволоцкий Л. В., Солнышкин Б. Г. — Эскизные стандарты, 1973, № 1, с. 24—27.

61. Температурное и напряженное состояние блоков клапанов парораспределения турбины К-300-240 при сбросах нагрузки/ Палей В. А., Плотикин Е. Р., Поволоцкий Л. В., Солнышкин Б. Г. Теплоэнергетика, 1973, № 3, с. 27—31.

62. Тепловые испытания конденсаторов паровых турбин мощностью 300 МВт/ Коновалов Г. М., Кирилл А. К., Егоров В. Н., Кадаев В. Д. — Теплоэнергетика, 1970, № 9, с. 39—43.

63. Тимошенко С. П., Войновский-Кригер С. Пластинки и оболочки. М.: Наука, 1966.

64. Трояновский Б. М. и др. О проектировании последних ступеней паровых турбин. Теплоэнергетика, 1970, № 2, с. 16—20.

65. Фридман А. Е., Дзеревиго Е. В., Соловьев Ю. А. Регулирование паровых турбин высокого давления ХТГЗ — Котлотурбостроение, 1951, № 5, с. 19—22.

66. Фукс С. Н. Гидравлическая и воздушная плотность конденсаторов паровых турбин — М.: Энергия, 1967 — 120 с.

67. Свойства сталей и сплавов, применяемых в котлотурбостроении. Руководящие указания. — Л.: ЦКТИ, 1967, вып. 16 — 218 с.

68. Шмуллер Б. И. Пусковые схемы мощных энергоблоков. Теплоэнергетика, 1971, № 7, с. 24—28.

69. Шубенко-Шубин Л. А. Особенности конструкции новейших паровых турбин большой мощности М.-Л.: Госэнергоиздат, 1962 — 136 с.

70. Шубенко-Шубин Л. А., Палагин А. А., Файнштейн А. С. Оптимизация структуры и параметров тепловой схемы турбоустановки К-300-240. — Труды СПИ, 1969, вып. 39, с. 101—130.

71. Щегляев А. В. Паровые турбины. М.: Энергия, 1976 — 368 с.

72. Щегляев А. В., Смольницкий С. Г. Регулирование паровых турбин — М.: Госэнергоиздат 1962. — 258 с.

73. Martin Peter. Die Dampfmaschinen-Regelung in der Kraftwerksa. maschinen-erg. Energie, 1968, 3, S. 84—90.

74. Timm D., Sarney G. The operation of large steam turbines to permit cyclic thermal cracking. Paper ASME, 1967, NWA (pwr 4, p. 19).

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие	3	5.4 Ротор низкого давления	63
Применяемые сокращения	5	5.5 Соединительные муфты	66
Глава первая Тепловая схема турбоустановки	6	Глава шестая Проточная часть турбины	68
1.1. Краткая характеристика турбины и турбоустановки	6	6.1 Элементы проточной части	68
1.2 Основные направления создания схемы турбоустановки. Режимы работы турбоустановки	6	6.2 Относительные перемещения элементов проточной части и осевые зазоры	72
1.3 Характеристика принципиальной тепловой установки	12	6.3 Радиальные зазоры	75
1.4 Схема конечных уплотнений турбины	16	Глава седьмая Конденсационное устройство, вспомогательное оборудование и регенеративные подогреватели	77
1.5 Схема питания гидротурбин обратных клапанов	21	7.1 Выбор конструкции конденсатора	77
Глава вторая Компоновка турбоустановки	22	7.2 Компоновка трубного пучка конденсатора	77
2.1 Основные принципы компоновки турбоустановки	22	7.3 Корпус, нагнеток переходный, камеры водяные, рама опорная и опоры конденсатора	79
2.2 Компоновка турбоустановки К 300-240 2 с уплотнением оборудованием	23	7.4 Приемно-сбросные устройства конденсатора	80
2.3 Фундамент турбоагрегата	26	7.5 Деаэрационные конденсаторы	82
2.4 Главные паропроводы турбоустановки	27	7.6 Конструктивные материалы конденсатора и их характеристики	83
Глава третья Конструктивные особенности элементов турбины	29	7.7 Электродной	84
3.1 Обоснование основного конструктивного решения. Общие устройства турбины	29	7.8 Пусковой электрод конденсатора и циркуляционной системы	85
3.2 Крепление турбины на фундаменте и организация тепловых расширений	32	7.9 Электрод с конденсатором лабиринтового типа	87
3.3 Цилиндр высокого давления	34	7.10 Фланги	87
3.4 Цилиндр среднего и низкого давления	35	7.11 Регенеративные подогреватели	88
3.5 Обводы фланцевых соединений корпусов	37	7.12 Подогреватели низкого давления	89
3.6 Переходные и средние опоры подшипников	38	7.13 Подогреватели высокого давления	90
Глава четвертая Конструкция статорных узлов	39	7.14 Ступенчатый деаэратор повышающего давления	91
4.1 Конструкция корпуса ЦВД	39	7.15 Пилотажные насосы	93
4.2 Конструкция корпуса среднего давления	41	7.16 Конденсатные насосы	94
4.3 Конструкция корпуса и ободов ЦВД	42	7.17 Циркуляционные насосы	96
4.4 Ободы диафрагм	45	Глава восьмая Парораспределение турбины	97
4.5 Сопловые аппараты и диафрагмы	46	8.1. Общие положения	97
4.6 Конусы и диафрагменные уплотнения	49	8.2 Схема парораспределения	98
4.7 Ободы и корпус уплотнений	51	8.3. Конструкция блока парораспределения высокого давления	99
4.8 Упорный подшипник	52	8.4 Конструкция блока клапанов промежуточного	102
4.9 Опорные подшипники	55	8.5. Пружинные системы парораспределения и регулирования	104
4.10 Вспомогательное устройство	56	8.6 Металлы органов парораспределения. Поверхностное упрочнение деталей	107
Глава пятая Конструкция роторов и их деталей	58	8.7. Характеристики парораспределения	108
5.1. Типы роторов и их критические частоты вращения	58	Глава девятая Система регулирования и защиты турбины	111
5.2 Ротор высокого давления	59	9.1. Общие положения	111
5.3. Ротор среднего давления	61	9.2. Принципиальная схема регулирования. Назначение и взаимодействие отдельных элементов	112

93	Статическая характеристика системы регулирования	115	137	Устройство контрольно осевого сдвига ротора	177
94	Схема гидравлических связей Методы настройки системы	117	138	Контроль частоты вращения ротора	180
95	Золотниковая и беззолотниковая схемы защиты	118	139	Устройство дистанционного прослушивания шумов в улиточных турбинах	181
Глава десятая Конструкция и характеристики системы регулирования и защиты		121	Глава четырнадцатая Масляная система и ее агрегаты		183
101	Датчик угловой скорости	121	141	Маслоснабжение турбоустановки	183
102	Регулятор скорости с ограничением мощности	123	142	Компоновка маслохозяйства	186
103	Промежуточный золотник	126	143	Масляные насосы	186
104	Отсечный золотник главного сервомотора части высокого давления	127	144	Обеспечение безаварийной остановки турбоагрегата при перерабатывающих маслонасосах	187
105	Отсечный золотник промпрегрева	128	145	Масляный бак	189
106	Двусторонний сервомотор части высокого давления	129	146	Маслоохладитель	191
107	Блок сервомоторов промпрегрева	130	Глава пятнадцатая Монтаж некоторых элементов турбины и турбинной установки		193
108	Регулятор давления	131	151	Установка и сборка турбины	193
109	Электрогидравлический преобразователь	132	152	Установка и сборка конденсатора	203
1010	Защитное устройство	134	153	Тепловая изоляция турбины	207
1011	Механический автомат безопасности	135	Глава шестнадцатая Режимы пуска и останова турбоагрегата		209
1012	Исполнительный механизм автомата безопасности	136	161	Общие положения	209
1013	Золотник извлечения	138	162	Основные принципы организации режимов пуска турбины	212
1014	Сервомотор и выходящее устройство стопорного клапана части высокого давления	138	163	Схема прогрева фланцев и шпилек турбины	216
1015	Расширяющее устройство	140	164	Организация дрейпажно-продувочной схемы турбоустановки	217
1016	Воздушные фильтры водоснабжения системы регулирования	141	165	Пуск турбоагрегата из холодного состояния	221
Глава одиннадцатая Особенности работы турбины с противаварийной автоматикой энергосистемы		142	166	Пуск турбоагрегата из несостыгнутого и горячего состояний	225
111	Работа турбины в энергосистеме	142	167	Остановы турбоагрегата	228
112	Требования к САР мощных турбин	145	168	Сбросы и набросы электрической нагрузки на турбогенераторе	230
113	Импульсные характеристики САР	145	Глава семнадцатая Обслуживание турбоагрегата при работе под нагрузкой		231
114	Поведение турбины при импульсных нагрузках	148	171	Наблюдение и уход за работающей турбиной	231
115	Скачкообразное изменение мощности	150	172	Влияние изменения начальных параметров пара на работу турбины	232
Глава двенадцатая Настройка, испытания и исследования переходных процессов системы регулирования и защиты		151	173	Контроль за работой системы регулирования и защиты	234
121	Настройка системы регулирования	151	174	Контроль за работой конденсационной установки	234
122	Совместная настройка механизмов системы регулирования и защиты	152	175	Контроль за работой масляной системы	237
123	Статические испытания и проверки на работающей турбине	154	176	Контроль за работой регенеративной установки	238
124	Задачи и методы динамических исследований	154	177	Запас проточной части турбины солями и окислами металлов	239
125	Применение ЭВМ для испытаний	155	Глава восемнадцатая Исследование теплового, термонапряженного и вибрационного состояния элементов турбины		241
126	Переходные процессы и анализ работы защиты турбины	159	181	Исследование блока парораспределения	241
127	Особенности переходных процессов и анализ работы регулирования	162	182	Исследование наружного корпуса ЦВД	248
Глава тринадцатая Система контрольно-измерительных приборов. Блок релейной фиксации		164	183	Исследование внутреннего корпуса ЦВД	252
131	Введение электрических форсирующих импульсов в систему регулирования турбины. Блок релейной фиксации	164	184	Исследование корпуса ЦСД	253
132	Контроль термомеханического состояния турбины и его задачи	169	185	Исследование ротора высокого давления	256
133	Установка контрольно-измерительных приборов на турбине	169	186	Исследование ротора среднего давления	257
134	Измерение температуры и давления	171	187	Вибрационные исследования турбоагрегата	258
135	Измеритель экспансивности ротора	173	Глава девятнадцатая Мероприятия по повышению экономичности, надежности и маневренности турбины		260
136	Устройство контроля относительного расширения ротора турбины	175	191	Повышение экономичности турбины	260
			192	Повышение надежности и улучшение маневренных характеристик турбины	261
			Список литературы		264
					269

ПЕРЕЧЕНЬ КНИГ ПО ПАРОВЫМ ТУРБИНАМ, ГОТОВЯЩИХСЯ ЭНЕРГОИЗДАТОМ К ВЫПУСКУ В 1982—1983 ГГ.

Рунов Б. Т. Исследование и устранение вибраций паровых турбоагрегатов. — 1982. 18,5 л.

В книге изложены методы вибрационных исследований и устранение вибраций крупных паровых турбоагрегатов. Рассмотрены основные метрологические проблемы измерения вибраций турбоагрегатов. Даны анализ и классификация причины вибраций, рассмотрены основные группы сил, вызывающих вибрацию, и способы компенсации их воздействия. Приведены результаты изучения динамических характеристик турбоустановок 200—800 МВт.

Книга рассчитана на инженерно-технических работников электростанций, исследователей, монтажных, ремонтных и плавучих организаций, занимающихся контролем и устранением вибраций турбоагрегатов.

Самойлович Г. С., Трояновский Б. М. Переменные и переходные режимы в паровых турбинах. — 1982 — 27 л.

В книге изложены методы расчета паровых турбин при изменении начальных параметров, расхода пара, вакуума, частоты вращения. Описаны стационарные режимы, режимы пуска и останова, режимы работы атомных электростанций. Рассмотрены вопросы эксплуатации — запуск солями проточной части, изменение в тепловой схеме, холостой ход, беспаровой режим. Большое внимание уделено работе турбин при резком изменении нагрузки — маневренности, работе на скользящем давлении, со ступенчатым отбором.

Книга рассчитана на инженеров-теплоэнергетиков, занимающихся эксплуатацией, ремонтом, наладкой и испытанием паровых турбин.

Ермолов В. Ф., Ефимочкин Г. И., Пермяков В. А., Вербицкий В. Л. Смешивающие подогреватели паровых турбин — 1982. — 12,5 л.

В книге рассмотрены вопросы проектирования и эксплуатации систем регенерации с подогревателями смешивающего типа. Освещены особенности схем включения таких подогревателей, описаны варианты конструктивного их выполнения. Приведена методика расчета технико-экономической эффективности применения смешивающих подогревателей. Даны рекомендации по эксплуатации систем регенерации со смешивающими ПНД блоком 300 МВт на основе анализа испытаний.

Книга рассчитана на инженерно-технических работников, занимающихся эксплуатацией, наладкой и проектированием вспомогательного оборудования турбоустановок.

Сурис П. Л. Предохранительные и обратные клапаны паротурбинных установок — 1982. — 12,5 л.

В книге освещены вопросы эксплуатации, наладки, проектирования и выбора предохранительных клапанов для современных паротурбинных установок. Описаны конструкции применяемой и рекомендуемой специальной арматуры и других устройств для защиты элементов паротурбинных установок. Рассмотрены методы исследований, наладки и приведены указания по эксплуатации предохранительных клапанов.

Книга рассчитана на инженерно-технических работников, занимающихся эксплуатацией, ремонтом, наладкой и модернизацией оборудования паротурбинных установок электростанций.

Волынский М. М., Лезман В. И. Системы регулирования модернизированных паровых турбин. — 1983. — 10 л

В книге изложен опыт проектирования и наладки систем регулирования паровых турбин, модернизированных для организации регулируемых отборов пара. Приведены характерные примеры модернизации турбин высокого давления. Рассмотрены различные варианты модернизации опорных и регулирующих клапанов высокого давления, конструкции и методы расчетов органов парораспределения низкого давления, обратных и отсечных клапанов паропроводов отбора. Приведены схемы регулирования турбин с отбором пара, дана методика их расчета.

Книга рассчитана на инженерно-технический персонал электростанций и энергосервисных предприятий и может быть полезна для работников турбостроительных заводов и проектных организаций, занимающихся проектированием и модернизацией систем регулирования паровых турбин.

Галацан В. Н., Косяк Ю. Ф., Палей В. А. Эксплуатация турбин АЭС. — 1983. — 10,5 л.

В книге описаны особенности конструкции паровых турбин большой мощности, работающих на влажном паре. Дан анализ особенностей эксплуатации тепловых и пускобросных схем. Рассмотрено обслуживание турбин и влияние отклонений параметров пара на надежность и экономичность установки. Описаны схемы автоматического управления и регулирования. Уделено внимание участию турбоагрегатов АЭС в поддержании частоты и мощности в энергосистемах и способам повышения маневренности турбин, работающих на влажном паре.

Книга рассчитана на эксплуатационный персонал АЭС, на инженерно-технических работников наладочных, монтажных и ремонтных организаций.

Лейзерович А. Ш. Технологические основы автоматизации пусковых паровых турбин. — 1983. — 15,5 л.

В книге рассмотрены вопросы построения алгоритмов непрерывного и логического управления паровыми турбинами ТЭС и АЭС при автоматизированных пусках. Даны рекомендации по выбору средств реализации устройств автоматического регулирования. Приведен краткий обзор структуры современных АСУ ТП энергоблоков с использованием ЭВМ и функционально-групповой автоматизации. Дан анализ опыта создания и освоения АСУ пуском паровых турбин и энергоблоков.

Книга рассчитана на инженеров, занимающихся исследованием, освоением и эксплуатацией АСУ ТП на ТЭС и АЭС, сотрудников научно-исследовательских институтов, проектных и наладочных организаций, турбостроительных заводов и электростанций.

Паровая турбина К-500-240 ХТГЗ/ Под ред. В. Н. Савва а. — 1983. — 31,5 л

В книге рассмотрены конструкция турбины К-500-240, отдельных ее узлов и элементов, система регулирования, пусковая и тепловая схемы, конструкция конденсатора, компоновка турбоустановки, режимные особенности турбоагрегата. Изложена методика наладки и испытаний турбины и системы регулирования. Описан опыт монтажа и эксплуатации турбоагрегата.

Книга рассчитана на инженерно-технических работников электростанций, проектных организаций и конструкторских бюро, инженеров, техников и мастеров наладочных, монтажных и ремонтных организаций.

Шляхин П. Н. Паровые и газовые турбины. 2-е изд. перераб и доп. — М.: Энергия, 1974. 224 с. — В пер. 1 р. 46 к.

Щегляев А. В. Паровые турбины. 5-е изд. доп. — М.: Энергия, 1976. 368 с. — В пер. 1 р. 99 к.

Бененсон Е. И., Иоффе Л. С. Теплофикационные паровые турбины. — М.: Энергия, 1976. 264 с. — В пер. 1 р. 57 к.

Трояновский Б. М. Турбины для атомных электростанций. 2-е изд. перераб. и доп. — М.: Энергия, 1978. 232 с. — В пер. 2 р. 20 к.

Паротурбинные установки для атомных электростанций/ Под ред. Ю. Ф. Косяка. — М.: Энергия, 1980. 312 с. — В пер.: 2 р. 70 к.

Филиппов Г. А., Поваров О. А., Прякин В. В. Исследования и расчеты турбин влажного пара/ Под ред. М. Е. Дейча. — М.: Энергия, 1973. 232 с. — В пер.: 1 р. 50 к.

Филиппов Г. А., Поваров О. А. Сепарация влаги в турбинах АЭС. — М.: Энергия, 1980. 320 с. — В пер. 1 р. 20 к.

Паровая турбина К-160-130 ХТГЗ/ Под ред. С. П. Соболева. — М.: Энергия, 1980. 192 с. — В пер.: 1 р. 20 к.

Трухнин А. Д., Лосев С. М. Стационарные паровые турбины/Под ред. Б. М. Трояновского. — М.: Энергоиздат, 1981. 456 с. — В пер.: 3 р. 30 к.

Энгель-Крон И. В. Ремонт паровых турбин. — М.: Энергоиздат, 1981. 240 с. — В пер.: 85 к.

Веллер В. Н. Автоматическое регулирование паровых турбин. — М.: Энергия, 1977. 408 с. — В пер.: 3 р. 06 к.

Плоткин Е. Р., Лейзерович А. Ш. Пусковые режимы паровых турбин энергоблоков. — М.: Энергия, 1980. 192 с. — В пер. 1 р. 50 к.

Паровая турбина К-300-240 ХТГЗ

Под общей редакцией Ю. Ф. Косяка

Редактор *Н. Я. Дубровский-Винокуров*

Редактор издательства *А. А. Кузнецов*

Технический редактор *Н. П. Собакина*

Корректор *Н. А. Володьева*

ИБ № 2863

Сдано в набор 30.11.81

Формат 84×109/16

Печать плоская

Тираж 3800 экз

Подписано в печать 30.11.81

Гузман типографии № 2

Уст. печ. л. 23,86

Знак 1162

Т-29887

Гарн. шрифта литературная

Уч.-изд. л. 33,87

Цена 2 р. 40 к

Энергоиздат, 113114, Москва, М-114 Шлюзовая наб., 10

Московская полиграфия №10 Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательства, полиграфии и книжной торговли, 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10